

Università degli Studi di Genova

Scuola Politecnica

Facoltà di Ingegneria



Dipartimento di Ingegneria Meccanica, Energetica, Gestionale e dei Trasporti
(DIME) – Sezione Macchine, Sistemi Energetici e Trasporti (MASET)

Dottorato di Ricerca in Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi per l'Energia,
l'Ambiente e i Trasporti (Curriculum Ingegneria delle Macchine e dei Sistemi
per l'Energia, l'Ambiente e la Propulsione)

XXX Ciclo

***“Studio sperimentale degli aspetti aero-termici associati al
raffreddamento dei primi stadi delle turbine a gas”***

Tutor: Chiar.mo Prof. Ing. Giovanni Tanda

Chiar.ma Prof. Ing. Francesca Satta

Candidato: Ing. Luca Baggetta



Abstract

Experimental study of aero-thermal characteristics of gas turbine first-stages cooling

The aim of the present work is to experimentally investigate aero-thermic characteristics related to hot spot propagation in gas turbines and the gas turbine internal blade cooling. The experiments were carried out in the Aerodynamics and Turbomachinery Laboratory of DIME/MASET Department of the University of Genoa.

In the **Introduction**, the issues related to the machine performance improvement and the consequent gas turbine temperature and thermal stress increase are introduced. Finally, the main internal and external gas turbine blade cooling technologies are presented.

The Ph.D. Thesis is divided into two sections: in the first part, “*Experimental study of heat transfer in forced convection in ribbed channels*”, the heat transfer of gas turbine blades is experimentally studied. The channels inside the blades are corrugated by so-called ribs, which have the task of increasing the heat transfer between the coolant and the inner surface of the blade, by means of flow turbulence and heat exchange surface increase. **Part 1 - Chapter 1** describes the phenomenology and state of the art regarding heat transfer in ribbed channels, with a review of the main experimental studies and the description of most important parameters reported in the literature. **Part 1 - Chapter 2** presents the experimental facility and the thermal and aerodynamic measurement techniques. In the **Part 1 - Chapter 3** the test methodology used in the experiments is described as well as the procedure of data processing. Temperature measurements required for the analysis were carried on by means of the liquid crystal thermography. The use of liquid crystals in experiments on turbomachinery represents an exciting new approach with significant margins of development: it is an optical technique that guarantees very limited intrusiveness. Finally, in **Part 1 - Chapter 4**, the experimental results are presented: smooth channel and four ribbed channel configurations were investigated, varying the disposition of the ribs, the Reynolds number and the type of electric heater used. First, the channel turbulence measures are analyzed, then the pressure drop and the heat transfer of the channel are presented, varying the tested configurations. The map of the Nusselt



number permits to identify the most thermally stressed areas and the heat transfer enhancement, by means of the ribbed disposition optimization. The channel performance of the different configurations has also been studied by analyzing local and global quantities.

In the second part, “*Experimental study of the effects induced by hot-streaks in an axial turbine model*”, the hot-streaks influence, propagation and mixing with gas turbine mainstream are experimentally investigated. Furthermore, the heat transfer with the stator blades is been analyzed. **Part 2 - Chapter 1** describes the phenomenology and the state of the art regarding the hot spot propagation in the gas turbine and a review of the main studies is presented, most of which are numerical studies. In **Part 2 - Chapter 2** the single stage axial gas turbine model, the experimental facility and the measurement techniques used to investigate the hot-streak propagation are presented. The test methodology and the data processing are also described. Finally, in **Part 2 - Chapter 3**, the experimental results of the study are presented: several hot-streak radial and circumferential positions were investigated and the pressure and thermal field through the gas turbine stage were analyzed to study the propagation and mixing experienced by the hot jet.

Finally, the **Conclusions** summarizes the main experimental results obtained during the whole research activity.



Prefazione

In questo lavoro sono stati investigati sperimentalmente gli aspetti aero-termici legati alle disuniformità di temperatura in ingresso alla turbina a gas ed al raffreddamento interno delle pale di turbina a gas. La sperimentazione è stata svolta presso il Laboratorio di Aerodinamica e Turbomacchine del dipartimento DIME sezione MASET dell'Università degli Studi di Genova.

Nell'**Introduzione** vengono presentate le problematiche relative all'incremento di prestazioni delle macchine richiesto ed al conseguente incremento delle temperature e degli stress termici cui la turbina è sottoposta. In seguito, vengono descritte le principali tecnologie di raffreddamento interno ed esterno delle pale della macchina.

Il seguente elaborato è suddiviso in due sezioni: nella prima parte, *“Studio sperimentale dello scambio termico in convezione forzata in canali corrugati”*, viene studiato sperimentalmente lo scambio termico all'interno delle pale di turbina a gas. I canali all'interno delle pale vengono corrugati mediante le cosiddette *ribs*, che hanno il compito di incrementare lo scambio termico tra l'aria refrigerante e la superficie interna della pala, in virtù dell'incremento della turbolenza del flusso e dell'area di scambio termico. Nella **Parte 1 - Capitolo 1** vengono descritti la fenomenologia e lo stato dell'arte riguardo lo scambio termico in canali corrugati, con una rassegna dei principali studi sperimentali e la descrizione dei parametri operativi che maggiormente influenzano il fenomeno. Nella **Parte 1 - Capitolo 2** vengono presentati l'apparato sperimentale e le tecniche di misura per mezzo dei quali è stato possibile quantificare le prestazioni del canale corrugato, sia dal punto di vista termico che da quello aerodinamico. Nella **Parte 1 - Capitolo 3** vengono descritti la metodologia di prova e la elaborazione dei dati sperimentali. Infine, nella **Parte 1 - Capitolo 4** vengono presentati i principali risultati sperimentali dello studio: sono state indagate cinque configurazioni del canale corrugato, variando la disposizione delle *ribs*, il numero di Reynolds e la tipologia di riscaldatore elettrico utilizzato. Dapprima vengono esposte le misure di turbolenza del canale, successivamente vengono presentate le perdite di carico del canale al variare della configurazione testata, infine viene analizzato lo scambio termico del canale. Sono state quantificate le performance delle diverse configurazioni, analizzando opportune grandezze sia locali che globali.



Nella seconda parte, “*Studio sperimentale degli effetti indotti dalla presenza di hot-streaks all’interno di un modello di turbina assiale monostadio*”, vengono studiati sperimentalmente l’influenza, la propagazione e il miscelamento delle disuniformità di temperatura (*hot-streaks*) in ingresso alla turbina a gas, sia per quanto riguarda il flusso evolvente all’interno della macchina, sia lo scambio termico con le pale. Nella **Parte 2 - Capitolo 1** vengono descritti la fenomenologia e lo stato dell’arte riguardo la propagazione delle disuniformità di temperatura in ingresso alle turbine a gas e viene presentata la rassegna dei principali studi, la cui maggior parte è di carattere numerico. Nella **Parte 2 - Capitolo 2** vengono presentati il modello di turbina a gas assiale monostadio e le tecniche di misura utilizzate per indagare la propagazione dell’*hot-streaks* all’interno della macchina; vengono anche descritte le modalità con le quali è stata eseguita la campagna sperimentale. Infine, nella **Parte 2 - Capitolo 3** vengono presentati i principali risultati sperimentali dello studio: sono state indagate diverse posizioni radiali e circonferenziali dell’*hot-streaks* ed è stato analizzato il campo di pressione e il campo di temperatura attraverso lo stadio della macchina, in modo da analizzare la propagazione ed il miscelamento sperimentato dal getto caldo.

Infine, nelle **Conclusioni**, vengono riassunti i principali risultati sperimentali ottenuti e precedentemente descritti.



Ringraziamenti

Desidero ringraziare per la disponibilità e la professionalità il Prof. Giovanni Tanda e la Prof. Francesca Satta, del Dipartimento DIME dell'Università degli Studi di Genova, che mi hanno concesso l'opportunità di conseguire il Dottorato di Ricerca. Mi hanno accompagnato con la loro dedizione e soprattutto accorata passione, in questo percorso triennale di ricerca.

Volgo un ringraziamento ai Collaboratori di Ricerca del Dipartimento, che sin dal primo giorno hanno favorito il mio inserimento sia dal punto di vista umano ed ambientale, sia da quello tecnico-didattico, il tutto in un'atmosfera di collaborazione, tendendomi sempre una mano nei momenti di necessità e dimostrando in svariate occasioni totale disponibilità.

Ringrazio Ansaldo Energia, per aver permesso la realizzazione di questo progetto di ricerca, per avermi fatto muovere i primi passi in ambito industriale, per avermi fatto conoscere una nuova realtà e avermi quindi inserito in questo nuovo mondo.

Infine, ho desiderio di ringraziare con sommo affetto le persone a me più care, per il sostegno e il grande aiuto che mi hanno saputo dare durante il mio percorso formativo: grazie a loro, ho imparato i valori fondamentali alla base della vita lavorativa. Da loro ho acquisito la dedizione, la passione, la curiosità, la voglia di apprendimento e l'attenzione al dettaglio che mi contraddistinguono, che mi hanno permesso di assolvere diligentemente i miei compiti e che mi aiuteranno in futuro per nuove avventure.



Sommario

Studio sperimentale degli aspetti aero-termici associati al raffreddamento dei primi stadi delle turbine a gas

Abstract	II
Prefazione	IV
Ringraziamenti	VI
Sommario	VII

Introduzione	1
1. Sviluppo tecnologico e problematiche delle turbine a gas	1
1.1. Disuniformità del profilo di temperatura in ingresso al primo stadio di turbina a gas	2
1.2. Crescita della temperatura di ingresso in turbina (<i>Turbine Inlet Temperature, TIT</i>)	4
2. Tecnologie per il raffreddamento dei primi stadi delle turbine a gas	6
2.1. <i>Internal cooling</i>	12
2.2. <i>External cooling: film cooling</i>	15
Parte I - Studio sperimentale dello scambio termico in convezione forzata in canali corrugati	19
Capitolo 1 - Fenomenologia e stato dell'arte	20
1.1. Fenomenologia dello scambio termico in canali corrugati	20
1.2. Scambio termico in canali corrugati: stato dell'arte	21
1.2.1. <i>Ribs</i> trasversali	22
1.2.2. <i>Ribs</i> inclinate rispetto alla direzione principale del flusso	26
1.2.3. Influenza del numero di pareti corrugate	29
1.2.4. <i>Broken e shaped ribs</i>	32
1.2.5. <i>Intersecting rib</i>	37
Capitolo 2 - Apparato sperimentale e tecniche di misura	39
2.1. Il canale di prova	40
2.1.1. I canali lisci per lo sviluppo e risviluppo del moto	42



2.1.2. La sezione di prova.....	43
2.1.3. Il sistema di illuminazione della sezione di prova e di acquisizione delle immagini termografiche	46
2.1.4. Le configurazioni di prova e le <i>ribs</i>	47
2.2. Il sistema di generazione, controllo e misura della portata d'aria	49
2.3. Il sistema di misura della distribuzione di pressione statica.....	51
2.4. Il sistema di misura della temperatura.....	52
2.4.1. Le termocoppie	52
2.4.2. La termografia a cristalli liquidi (<i>LCT, Liquid Crystal Thermography</i>)	53
2.5. Il sistema di alimentazione di corrente continua e di misura di voltaggio ed amperaggio	56
2.6. I riscaldatori elettrici a piste in rame	57
2.6.1. Dimensionamento del circuito stampato	60
2.7. La piastra di calibrazione dei cristalli liquidi	66
2.8. Il sistema di misura della turbolenza del canale liscio	68
Capitolo 3 - Modalità ed elaborazione delle prove sperimentali	70
3.1. Le modalità di prova.....	70
3.1.1. La calibrazione dei cristalli liquidi	70
3.1.2. Il coefficiente di attrito f	72
3.1.3. Il coefficiente di scambio termico convettivo h	74
3.2. Elaborazione dei dati sperimentali per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo h	78
3.3. Incertezza sperimentale e ripetibilità.....	81
3.3.1. Errore sulla misura del fattore d'attrito f e della portata (numero di Reynolds) 82	
3.3.2. Errore sulla misura del coefficiente di scambio termico convettivo h	82
3.4. Controllo dell'uniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico	83
Capitolo 4 - Risultati sperimentali	85
4.1. Intensità di turbolenza del canale liscio.....	85
4.2. Fattore di attrito	88
4.3. Scambio termico convettivo del canale liscio	91
4.4. Scambio termico convettivo del canale corrugato.....	95



4.4.1. Ripetibilità	101
4.5. Scambio termico convettivo del canale corrugato con setto longitudinale	102
4.5.1. Ripetibilità	108
4.6. Scambio termico convettivo del canale corrugato con due setti longitudinali	110
4.6.1. Ripetibilità	117
4.7. Scambio termico convettivo del canale corrugato con sporgenze inclinate riscaldate 118	
4.8. Confronti tra le prestazioni termiche	123
4.8.1. Effetto dei setti longitudinali (<i>intersecting ribs</i>)	123
4.8.2. Effetto del riscaldamento delle sporgenze inclinate	130
4.8.3. Confronto delle prestazioni termiche mediate sul modulo	133
4.8.4. Parametri prestazionali globali	137
Parte II - Studio sperimentale degli effetti indotti dalla presenza di <i>hot-streaks</i> all'interno di un modello di turbina assiale monostadio	142
Capitolo 1 - Fenomenologia e stato dell'arte	143
1.1 Fenomenologia degli <i>hot-streaks</i>	143
1.1.1 Flussi secondari	144
1.1.2 <i>Clocking</i>	150
1.2 Stato dell'arte dello studio degli <i>hot-streaks</i>	150
Capitolo 2 - Apparato sperimentale, tecniche di misura e modalità di prova	157
2.1 Il modello di turbina assiale monostadio	157
2.2 Il sistema <i>hot-streak generator (HSG)</i>	161
2.2.1 La soffiante	161
2.2.2 Il riscaldatore	162
2.2.3 Il sistema di movimentazione	163
2.3 Le tecniche di misura	165
2.3.1 La sonda pneumatica a 5 fori	166
2.3.2 Le termocoppie	166
2.3.3 La termografia ad infrarossi	168
2.3.4 Misura di concentrazione del getto caldo mediante misura Mie-Scattering media in fase	168
2.4 Metodologia di prova e post-processing	168



2.4.1 Misura del campo di pressione	171
2.4.2 Misura del campo termico	172
2.4.3 Misure della temperatura superficiale della pala statorica	173
2.4.4 Misure di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica.....	174
Capitolo 3 - Risultati sperimentali	176
3.1 Temperatura superficiale della pala statorica	176
3.2 Campo aero-termico nei piani a monte e a valle della schiera statorica e rotorica	185
3.2.1 Campo aero-termico nel piano a valle della schiera statorica	189
3.2.2 Campo aero-termico nel piano a valle della schiera rotorica	191
3.2.3 Distribuzione di temperatura massima nei tre piani di misura	192
3.2.4 Distribuzioni radiali e circonferenziali di temperatura.....	194
3.3 Misura di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica.....	198
Conclusioni	202
Bibliografia	208
Appendice: Macro Excel	213
1. Macro per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h	213
2. Macro per la sovrapposizione dei valori del coefficiente di scambio termico convettivo h , per le diverse acquisizioni.....	217
3. Macro per il calcolo dei valori medi per modulo del coefficiente di scambio termico convettivo h e per la correzione delle disuniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico.....	221



Introduzione

1. Sviluppo tecnologico e problematiche delle turbine a gas

Lo sviluppo tecnologico delle turbine a gas è volto a massimizzare l'efficienza globale dell'impianto ed a ridurre il consumo di combustibile e le emissioni inquinanti. In Fig. 1 è riportato un turbogas a ciclo semplice nel quale si possono distinguere i tre componenti principali: compressore, camera di combustione e turbina. La turbina a gas è uno dei sistemi energetici più utilizzati della seconda metà del '900: questa tecnologia è leader mondiale per quanto riguarda la propulsione aeronautica e maggiormente adoperata per la produzione di energia elettrica in virtù dell'ottimo rendimento termodinamico (soprattutto in impianti a ciclo combinato), della grossa taglia di impianto realizzabile e del basso costo del gas metano rispetto alle fonti fossili tradizionali. La necessità di soddisfare la crescente richiesta mondiale di energia ha portato negli anni allo sviluppo di nuove tecnologie, atte a migliorare le performance degli impianti per la produzione di energia e per la propulsione. Inoltre, negli ultimi 20 anni, le nuove fonti di energia rinnovabili hanno alzato il livello competitivo tra le varie proposte tecnologiche, spingendo i costruttori di turbine a gas alla ricerca di nuove soluzioni per innalzare i rendimenti e le prestazioni delle macchine in uso.

Le principali problematiche legate alle turbine a gas riguardano lo scambio termico all'interno della macchina, soprattutto per quanto concerne i primi stadi, sottoposti ad elevati stress termici. Risultano quindi di fondamentale importanza il controllo termico della turbina, lo studio di opportune tecnologie di raffreddamento e il design ottimizzato delle pale della macchina. Le criticità termiche si concentrano maggiormente nei primi stadi della turbina, nei quali temperature e stress termici sono elevati, e dopo i quali l'espansione dei gas riduce la temperatura e sono preponderanti fenomeni di miscelamento, rendendo meno gravose le condizioni di lavoro per gli stadi successivi.

Per quanto riguarda l'abbattimento delle emissioni, le migliori coinvolgono soprattutto la tecnologia della camera di combustione. Operando sul design del combustore è possibile migliorare il processo combustivo, limitando la produzione di CO e idrocarburi incombusti, formati in seguito ad una combustione non efficiente, e di NO_x, termici, che si sviluppano nelle zone caratterizzate da elevata temperatura.

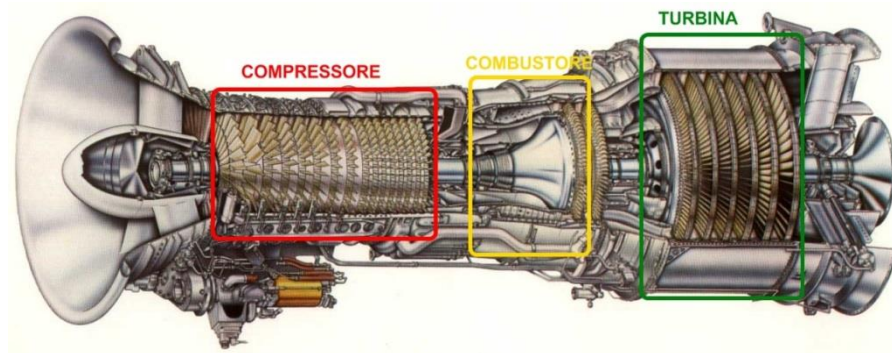


Fig. 1: turbina a gas a ciclo semplice

1.1. Disuniformità del profilo di temperatura in ingresso al primo stadio di turbina a gas

All'uscita della camera di combustione il flusso esce con una distribuzione di temperatura non uniforme (come si può apprezzare dalle Fig. 2-3), con *spots* a più elevata temperatura che si generano a causa della configurazione del combustore, ad esempio in corrispondenza degli iniettori e con regioni a temperatura più ridotta in corrispondenza del *liner* per via della presenza dell'aria di raffreddamento. Tali disuniformità di temperatura, una volta propagatisi all'uscita della camera di combustione, tendono a sollecitare termicamente le differenti parti dei primi stadi della turbina, gravando sulla prima schiera statorica e sulle successive schiere rotoriche e statoriche.

La Fig. 2 riporta il profilo radiale di temperatura, mediato circonferenzialmente, lungo l'altezza palare e la distribuzione di temperatura in uscita dalla zona di diluizione di una camera di combustione. La Fig. 3 riporta la distribuzione di temperatura in ingresso alla prima schiera statorica.

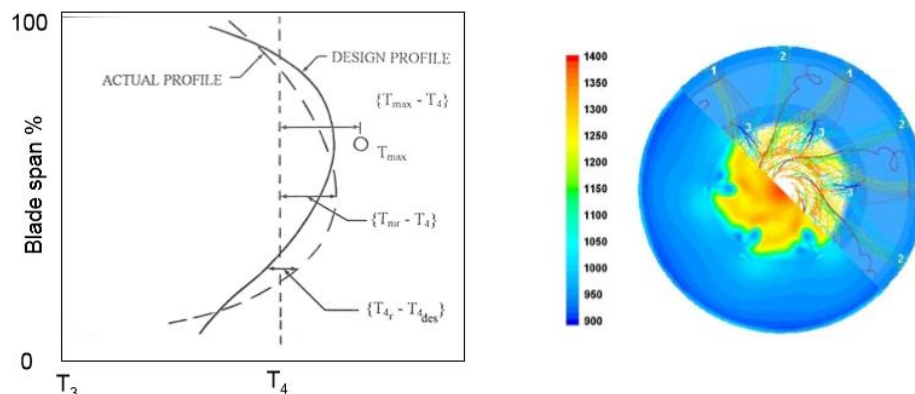


Fig. 2: profilo di temperatura radiale (a sinistra) e distribuzione di temperatura nel piano di uscita dal combustore (a destra)

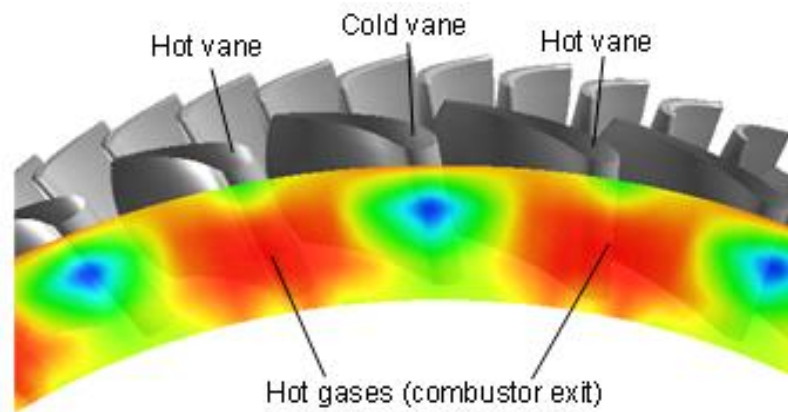


Fig. 3: distribuzione di temperatura a monte della prima schiera statorica (J. Ong, R.J. Miller [1])

Una buona traversa di temperatura in uscita dalla camera di combustione presenta un picco di temperatura in corrispondenza della parte centrale della pala, dove la stessa è più resistente e meno sollecitata meccanicamente, mentre le temperature devono essere minori in corrispondenza dell'*hub* e del *tip*. L'*hub*, ovvero la radice della pala, è il punto più sollecitato, in quanto tutte le forze agenti su di essa vengono scaricate in corrispondenza dell'ancoraggio con il mozzo, quindi subisce forti sollecitazioni meccaniche. Per quanto riguarda il *tip*, ovvero l'apice della pala, esso è la parte meno resistente, in quanto caratterizzato dallo spessore minimo, che comporta minima sezione resistente; inoltre è sottoposto alle forze centrifughe più elevate ed è difficile da raffreddare internamente, sempre a causa dello spessore limitato. Di conseguenza, la camera di combustione deve essere progettata in modo che il flusso in ingresso al primo stadio di turbina non abbia picchi di temperatura troppo elevati e che tali picchi vadano a sollecitare la parte centrale della pala, il design deve essere ottimizzato al fine di ridurre stress termici e gradienti di temperatura. Il sistema di raffreddamento del primo statore deve essere dimensionato sul picco di temperatura, stimabile mediante il *pattern factor*, ovvero rapporto tra innalzamento massimo di temperatura nel combustore e innalzamento medio, i cui valori sono solitamente nell'ordine di 1.05-1.1.

Inoltre, la traversa di temperatura in uscita dal combustore crea una sollecitazione termica che interessa non solo le palette, ma anche la cassa e il mozzo: le pareti inferiore e superiore della schiera, chiamati usando il termine anglosassone *endwall*, devono anch'essi essere raffreddati mediante *film cooling*. Risulta quindi di fondamentale importanza lo



studio e la predizione della migrazione delle disuniformità di temperatura in ingresso ai primi stadi della macchina, al fine di migliorare e ottimizzare il design delle pale, degli *endwalls* e di opportuni sistemi di raffreddamento (sia interni che esterni) ad essi associati.

1.2. Crescita della temperatura di ingresso in turbina (*Turbine Inlet Temperature, TIT*)

Parametro di fondamentale importanza per valutare lo scambio termico all'interno della macchina è la temperatura di ingresso in turbina (*Turbine Inlet Temperature, TIT*). La TIT è una grandezza fittizia e non fisica, adoperata nei calcoli termodinamici, definita come la temperatura che si ottiene miscelando i gas combusti, provenienti dalla camera di combustione, e l'aria di raffreddamento della prima schiera statorica della turbina: è una temperatura media, mediata radialmente e circonferenzialmente, essendo la distribuzione di temperatura disuniforme (Fig. 2-3). La TIT è temperatura percepita dall'elemento più sollecitato, ovvero la prima schiera rotorica, individua il punto del ciclo termodinamico dove inizia la conversione energetica in lavoro di espansione, consente di individuare la cospicua portata di refrigerante della prima schiera palare ed è quindi assunta come temperatura di riferimento. La TIT si differenzia dalla TIT_{iso} , definita secondo le norme ISO, ottenuta miscelando tutti i flussi di raffreddamento: essa risulta quindi minore, e meno significativa in termini di sollecitazioni termiche. La TIT_{iso} è assunta come indice della bontà del sistema di raffreddamento, ma non ha utilità per quanto riguarda i calcoli termodinamici di ciclo. Un'altra grandezza rilevante per lo studio dello scambio termico nelle turbine a gas è la COT (*Combustor Outlet Temperature*): essa è la temperatura totale dei gas caldi uscenti dalla camera di combustione, che investono la prima schiera statorica, ed è la temperatura massima riscontrabile. La COT è fisicamente individuabile (ma non misurabile, poiché nessuno strumento può resistere a una temperatura così elevata) ed è la più alta sentita dai materiali. Per quanto detto risulta $COT \geq TIT \geq TIT_{iso}$, dove l'uguaglianza vale in caso di turbina non raffreddata. In ciascun caso bisogna parlare di temperature medie perché, come detto, la distribuzione di temperatura sui 360° della corona circolare del combustore è caratterizzata da significative disuniformità, dovute alla geometria della camera di combustione, come si può apprezzare dalle Fig. 2-3.

Per massimizzare l'efficienza termodinamica e globale dell'impianto è necessario incrementare la temperatura di ingresso in turbina, al fine di aumentare il salto entalpico a



disposizione della macchina, incrementando il lavoro utile estraibile. Come si può notare dalla Fig. 4 le prestazioni del turbogas aumentano all’aumentare della temperatura in ingresso alla prima schiera rotorica.

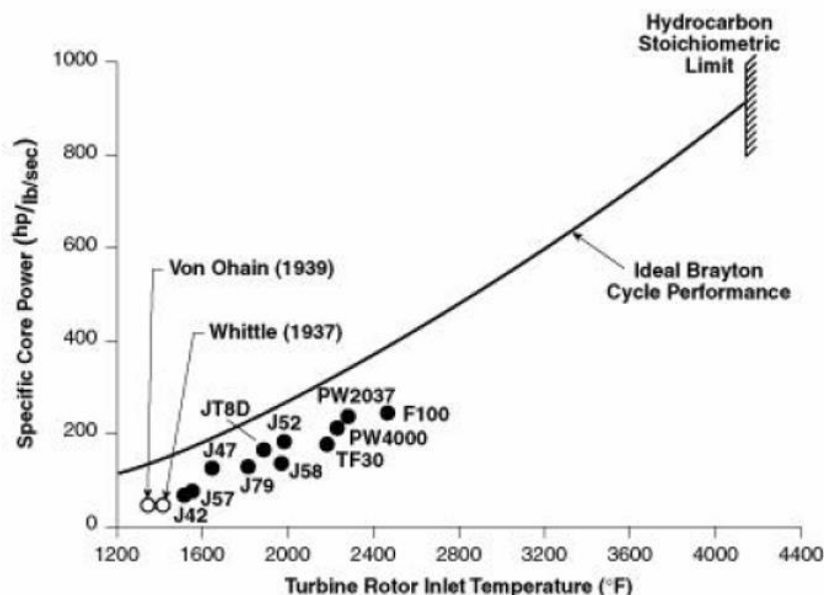


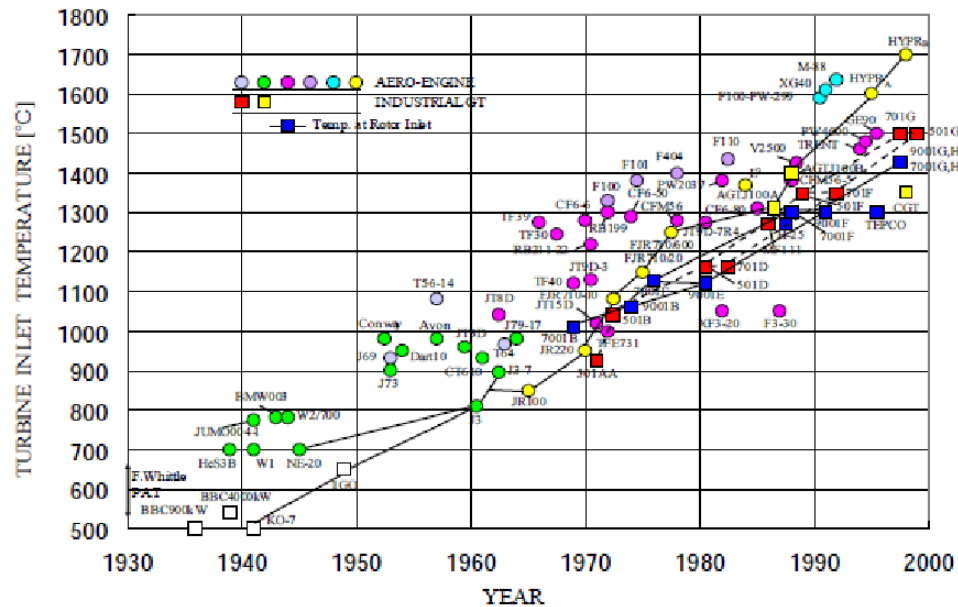
Fig. 4: potenza specifica del turbogas in funzione della TIT

Per ottimizzare le prestazioni delle turbine a gas, la TIT ha subito negli ultimi decenni una crescita repentina, di cui si può visualizzare il trend in Fig. 5. Si è passati da temperature di 500°C degli anni '30, a 1100°C, proprie delle unità turbogas sviluppate intorno al 1985, ai 1300°C delle macchine progettate dopo il 1995, fino ad arrivare alle turbine di ultima generazione, che permettono di raggiungere valori prossimi ai 1500-1600°C e rendimenti del 40% in ciclo semplice e del 60% in ciclo combinato, per le turbine a gas *heavy duty* per la produzione di energia, ed ai 1700-1800°C per quelle di applicazione aeronautica.

Le due tipologie di turbine a gas, ovvero *heavy duty*, predisposte alla produzione di energia, e per la propulsione aeronautica, differiscono tra loro per i livelli di temperatura di ingresso in turbina raggiungibili, con le prime caratterizzate da temperature minori. La temperatura massima raggiungibile dalle macchine *heavy duty* risulta esser inferiore rispetto a quelle di derivazione aeronautica, a causa del loro utilizzo più continuativo nel tempo in condizioni di potenza elevata ed elevato numero di ore di funzionamento durante l'anno (tipicamente intorno alle 8000 ore/anno), con conseguenti maggiori sollecitazioni continue e maggior sensibilità al fenomeno del *creep*, ovvero dello scorrimento viscoso a



caldo. Le turbine aeronautiche riescono a raggiungere limiti più elevati, tenendo conto che sono sottoposte ai massimi sforzi solo in fase di decollo, quindi per tempi ridotti di 3-5 minuti.





termini di trattamenti di solidificazione direzionale, strutture monocristalline, rivestimenti a barriera termica oppure utilizzo di materiali ceramici.

Tenendo in considerazione che la temperatura in ingresso a una turbina a gas può raggiungere valori di 1700-1800°C e che la resistenza dei materiali si mantiene intorno agli 800°C, è necessario dunque colmare ancora un notevole gap termico per permettere alla palettatura di resistere a queste elevate temperature operative. Per questo motivo sono necessarie tecniche per il raffreddamento palare (*blade cooling*), per mantenere ogni punto della pala a temperatura minore di quella massima sopportabile, tenendo conto di altri fenomeni nocivi come il *creep*, l'erosione e la corrosione. In generale, i primi stadi palari delle turbine di alta pressione sono raffreddati mediante aria spillata dagli ultimi stadi del compressore, a pressione elevata e relativamente fredda rispetto ai gas provenienti dalla camera di combustione; come si evince dalla Fig. 7, l'aria di raffreddamento è inviata alla turbina mediante canalizzazione.

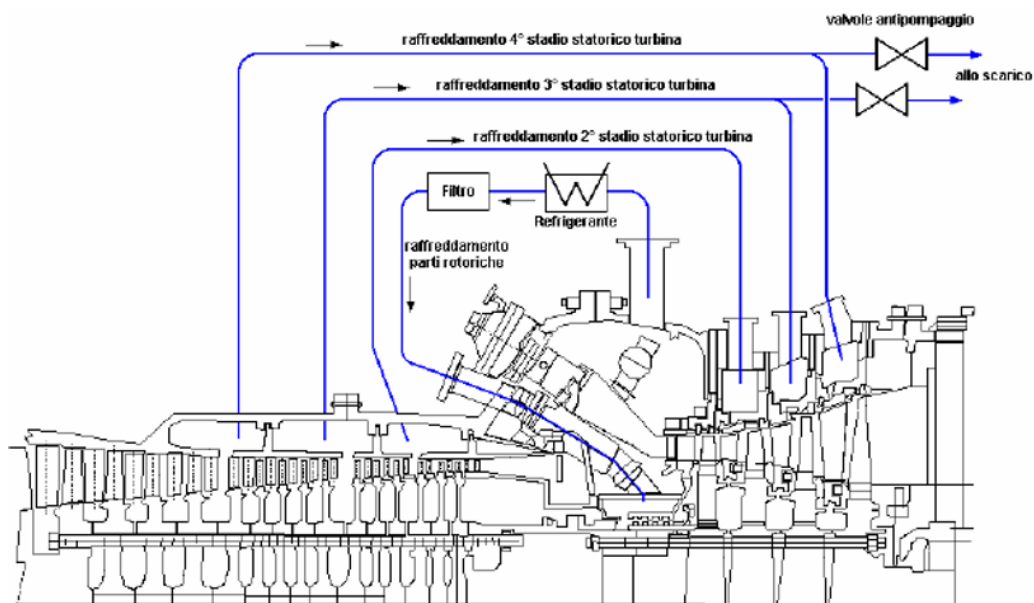


Fig. 7: canalizzazione dell'aria di raffreddamento di una turbina a gas

Il raffreddamento viene effettuato nelle prime schiere statoriche e rotoriche, che risultano essere quelle più sollecitate termicamente, dal momento che a causa dell'espansione del flusso all'interno della macchina temperatura, pressione ed entalpia si riducono. Considerando il primo stadio di turbina, la schiera statorica è soggetta alla temperatura maggiore, mentre quella rotorica, oltre a temperature comunque elevate, è soggetta anche allo scorrimento viscoso a caldo, provocato dalla forza centrifuga alla quale



è sottoposta. Lo statore è infatti sottoposto direttamente all'elevata temperatura dei gas provenienti dalla camera di combustione (COT, *Combustor Outlet Temperature*), vede una temperatura non uniforme né circonferenzialmente né radialmente. Le pale statoriche, a seconda della posizione circonferenziale relativa rispetto alla camera di combustione (e in particolare agli iniettori), vedono una temperatura diversa (effetto del *clocking*). Il rotore è esposto ad un flusso a temperatura minore e più uniforme, grazie all'espansione e al parziale miscelamento che avviene attraverso la schiera statorica. Esso è però sottoposto oltre al carico palare anche all'azione di trazione della forza centrifuga dovuta alla rotazione e necessiterà del raffreddamento del disco, a causa della conduzione termica con le pale, realizzato facendo passare aria refrigerante attraverso l'albero di rotazione.

Generalmente, la temperatura dell'aria utilizzata per il *blade cooling* è relativamente bassa (400°C) e viene spillato circa un 3-5% dell'aria totale proveniente dal compressore. Poiché il primo stadio è soggetto a sollecitazioni più gravose rispetto agli altri, in Fig. 8 si può notare la differenza tra i circuiti di raffreddamento dello statore di un primo e di un secondo stadio di turbina a gas. Si evince come una pala del primo stadio necessiti di una canalizzazione interna più fitta, ovvero di tipo *multi-pass*, nella quale il refrigerante, prima di uscire e miscelarsi con il flusso principale, attraversa diversi vani ricavati all'interno, percorrendo la pala dal *tip* all'*hub* e viceversa, con moto turbolento, soprattutto in corrispondenza delle *ribs*, che verranno presentate in seguito. In questo modo il refrigerante può agire in modo più localizzato ed efficiente, inoltre vengono limitati i gradienti termici interni alla paletta. Un'altra differenza riguarda l'uscita del refrigerante: nel primo caso, esso viene utilizzato per il *film cooling* della superficie palare, nel secondo caso invece viene immesso nel flusso principale in corrispondenza del bordo di uscita della pala. In Fig. 9 è riportato uno spaccato di pala dal quale si possono vedere la canalizzazione interna e l'applicazione del *film cooling* sulla superficie esterna delle pale e sull'*endwall*.

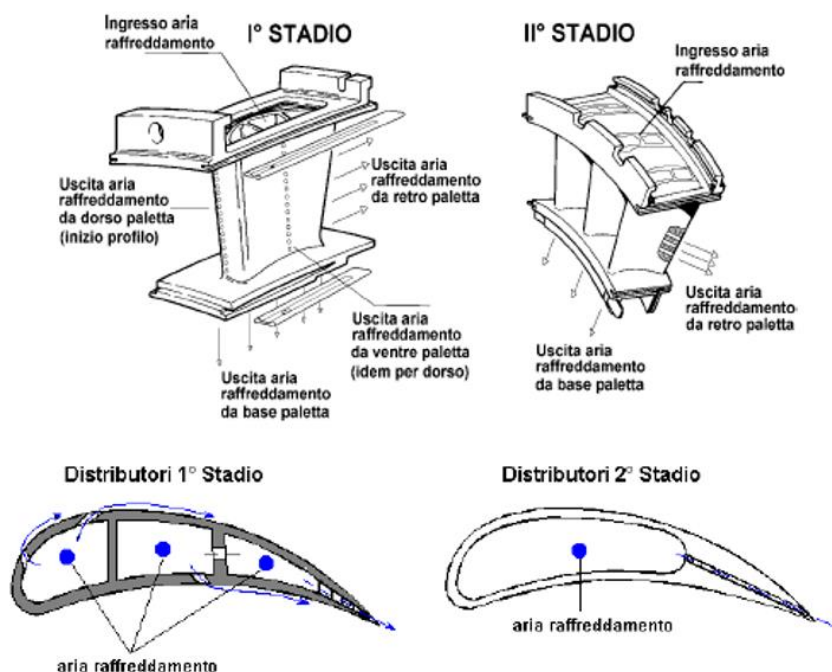


Fig. 8: *blade cooling* della palettatura statorica di un primo e di un secondo stadio

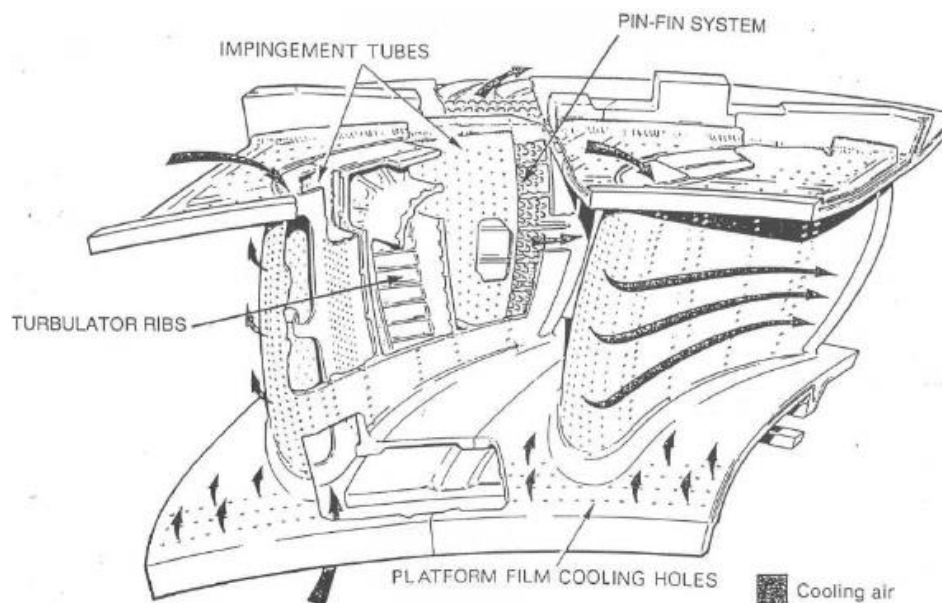


Fig. 9: vista di *internal* ed *external blade cooling*

In Fig. 10-11 è riportata l'evoluzione della temperatura di ingresso in turbina, resa possibile dal miglioramento delle tecnologie impiegate per il raffreddamento palare negli ultimi decenni. Come si può notare, la prima configurazione in Fig.11 presenta la semplice refrigerazione interna *single-pass*, ovvero il refrigerante entra dall'*hub* ed esce dal *tip*, al



fine di abbassare la temperatura della superficie palare. Nel secondo caso, *single-pass multi-feed*, sono presenti dei forellini utilizzati per il raffreddamento a film: il flusso di refrigerante, oltre a raffreddare internamente la pala, viene immesso nel flusso principale. Infine, la terza configurazione è di tipo *multi-pass*, ottimizza lo scambio termico all'interno della pala, grazie a più passaggi nei vani palari ed inoltre il raffreddamento a film si estende per tutta la corda del profilo.

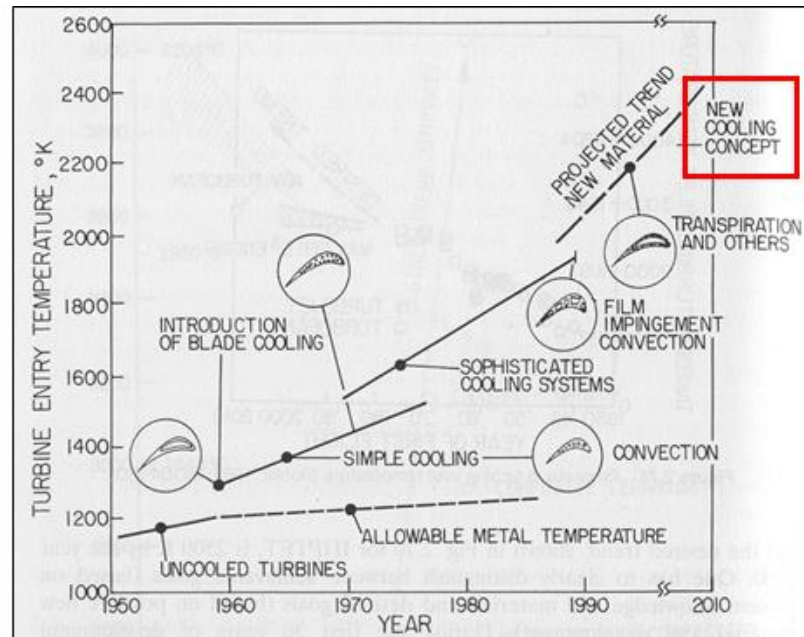


Fig. 10: evoluzione nel tempo del *blade cooling*

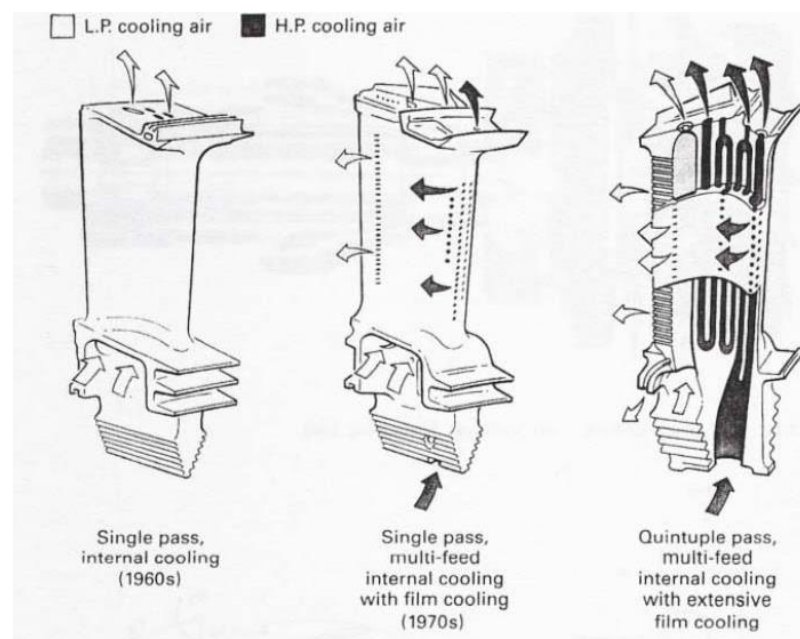


Fig. 11: evoluzione nel tempo del *blade cooling*



La Fig. 12 illustra le due tipologie di raffreddamento utilizzate:

- air cooling: è la soluzione più efficiente e più utilizzata, può inoltre richiedere l'utilizzo di un compressore ausiliario;
- liquid cooling: viene utilizzato un liquido in pressione o in evaporazione.

Ad esempio, considerando un ciclo combinato, si può spillare vapore dalla caldaia e inviarlo alla turbina a gas per refrigerare le pale. Il vapore ha migliori caratteristiche di scambio termico, ovvero conducibilità termica e calore specifico a pressione costante maggiori, consente quindi di utilizzare una portata minore a parità di flusso termico asportato, rispetto all'utilizzo di aria. Una volta che il vapore ha svolto la funzione di refrigerante, andrà poi ad evolvere nel ciclo *bottomer*: la turbina a gas ha il compito di surriscaldare il vapore, in analogia al componente della caldaia a recupero, solitamente chiamato *pre-heater*. Un problema di questa soluzione tecnologica riguarda le tenute degli organi rotanti, che è critica, in quanto in certi punti della macchina è difficile utilizzare il raffreddamento a vapore. Possono inoltre sorgere dei problemi all'avviamento dell'impianto: infatti il vapore deve raggiungere una determinata temperatura prima di esser utilizzabile per il raffreddamento, di conseguenza nella fase di avvio può esser realizzato un *air cooling* spillando aria dal compressore, sostituito poi, con l'aumento della potenza, dall'utilizzo di vapore. Con questa tecnologia si può risparmiare fino al 15-20% di aria del compressore.

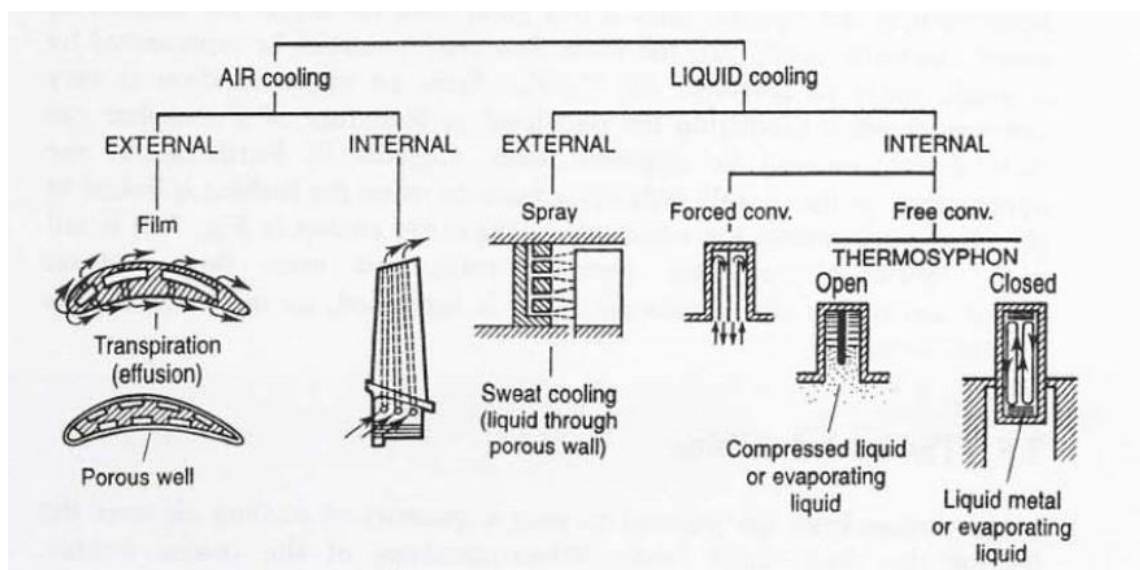


Fig. 12: soluzioni di *air cooling* e di *liquid cooling*



Un’ulteriore distinzione può esser fatta a seconda della tipologia del circuito di raffreddamento (Fig. 13):

- circuito aperto: l’aria refrigerante prelevata dal compressore viene fatta fluire nel profilo palare all’interno di canali corrugati, dopo aver asportato calore dalle pareti interne della pala viene scaricato nel flusso principale di gas e partecipa all’espansione. La portata di refrigerante ha una pressione leggermente superiore a quella del flusso principale;
- circuito chiuso: è una soluzione molto rara, nella quale il refrigerante, che può essere aria o vapore, non interagisce con il flusso principale della macchina; tale soluzione permette di riutilizzare il fluido refrigerante, di eliminare perdite di lavoro utile e di non penalizzare il rendimento globale dell’impianto, come nel caso di circuito aperto.

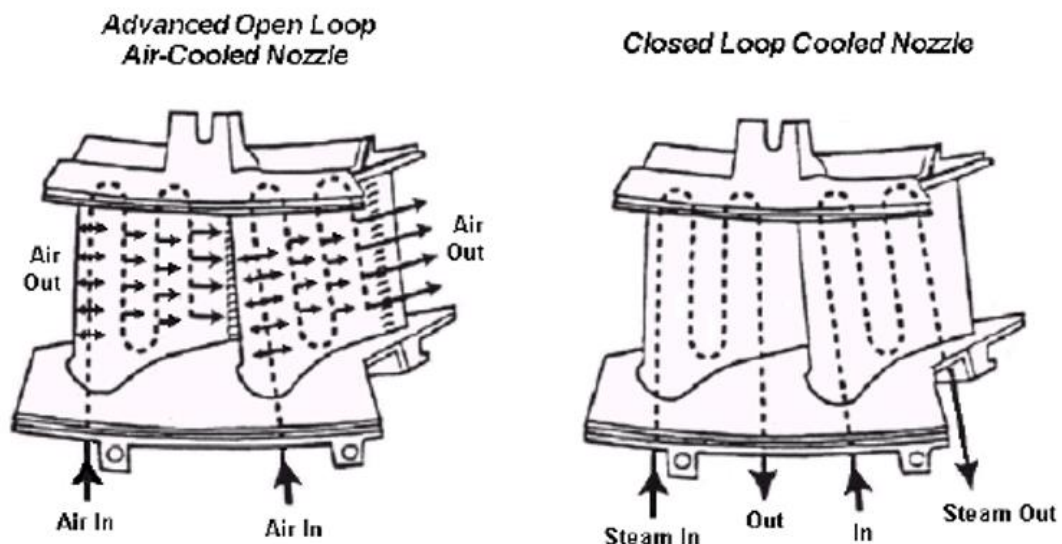


Fig. 13: circuito di raffreddamento aperto (a sinistra) e chiuso (a destra)

Le tecnologie per il raffreddamento dei primi stadi della turbina si possono dividere in due categorie: *internal* ed *external cooling*.

2.1. *Internal cooling*

Si consideri la schematizzazione di una pala di turbina in Fig. 14: dalla figura si possono distinguere diverse zone, ognuna caratterizzata da una modalità di raffreddamento diversa. Nella parte destra della pala, in corrispondenza della coda, dove il vano palare è sottile, stretto e difficile da raffreddare, vengono utilizzati i *pin fins*, dei piccoli cilindri che aumentano l’area di scambio termico. La parte centrale della pala è costituita da canali a



superfici corrugate mediante sporgenze chiamate *ribs*, che contribuiscono a promuovere la turbolenza del flusso, migliorando lo scambio termico. Infine, in corrispondenza del naso della pala, dove si hanno le temperature maggiori, poiché si è in corrispondenza del punto di ristagno, si realizza il *jet impingement*, che ottimizza la convezione forzata aumentando la velocità del refrigerante.

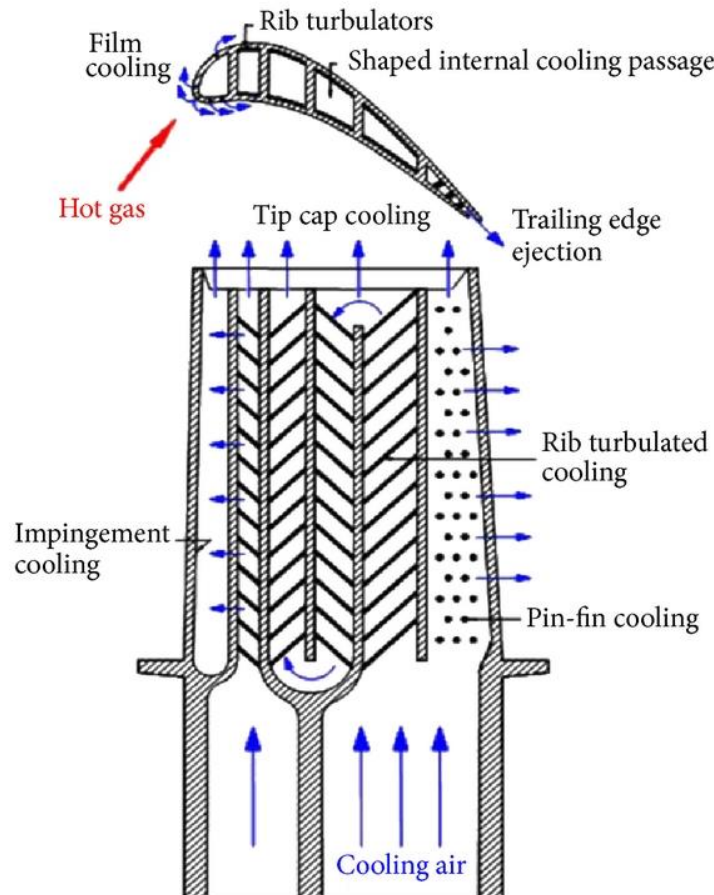


Fig. 14: sezione di una pala di turbina con particolari dei canali per l'*internal cooling*

Pin-fins

Sono piccole alette cilindriche, che hanno il compito di promuovere la turbolenza (fino ad ottenere un coefficiente di scambio convettivo doppio a parità di altre condizioni), ma soprattutto vengono utilizzate per aumentare l'area di scambio termico, anche di un fattore 10. Dalla Fig. 15 si può notare l'incremento del numero di Nusselt rispetto alla superficie priva di alette.

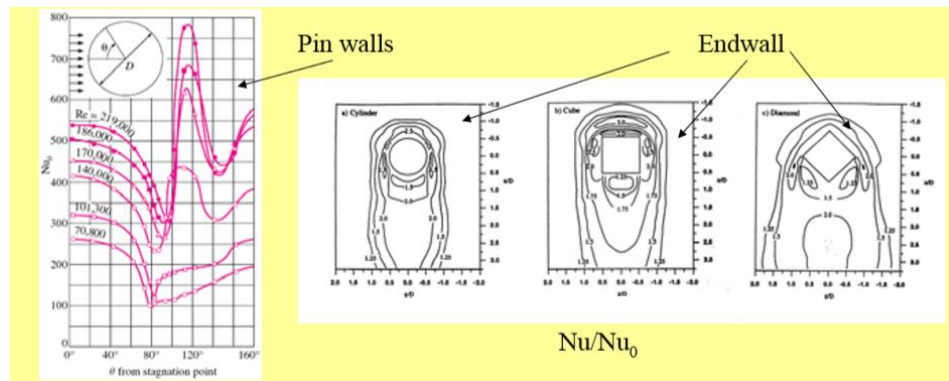


Fig. 15: incremento di Nu in funzione della coordinata angolare del cilindro (a sinistra) e rispetto al Nu riferito alla superficie liscia (a destra)

Tali alette presentano una superficie laterale (il mantello del cilindro) e una superficie di base. La prima ha una fluidodinamica molto complessa, dovuta al cambiamento di regime con la coordinata angolare: il coefficiente di scambio termico convettivo prima aumenta e poi diminuisce a causa della separazione del flusso. Per quanto riguarda la superficie di base, il coefficiente h è 2-3 volte superiore rispetto alla superficie liscia.

Dalla Fig. 16 si possono vedere le due configurazioni più utilizzate, ovvero una disposizione in linea e una sfalsata. Come si evince dalla figura, non ci sono sostanziali differenze tra le due configurazioni, inoltre in entrambi i casi il numero di Nusselt ha un andamento a massimo in funzione della posizione della fila di alette.

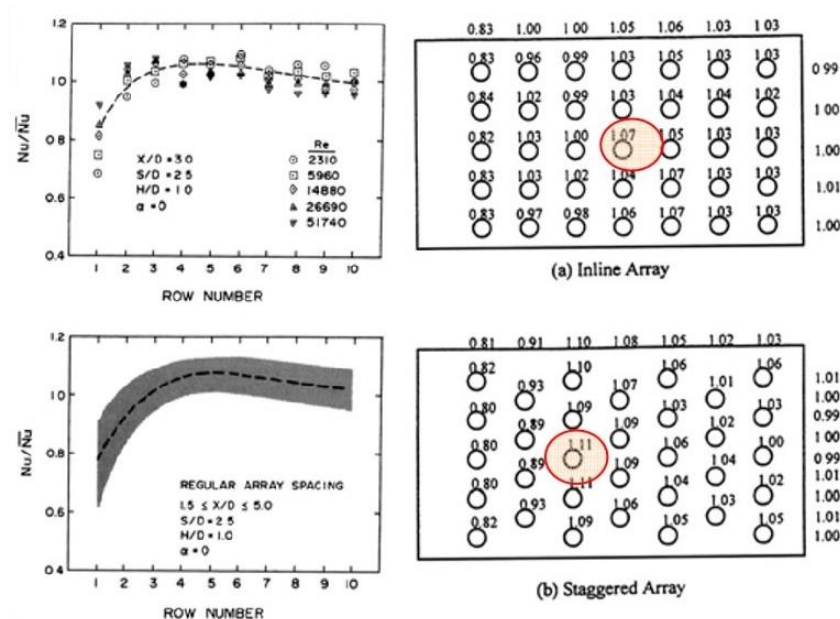


Fig. 16: disposizione in linea (sopra) e sfalsata (sotto). Le posizioni con il più alto coefficiente di scambio termico sono evidenziate con il cerchio rosso.



Ribs

Le *ribs* sono promotori di turbolenza, corrugazioni applicate alle superfici interne dei canali presenti all'interno delle pale raffreddate delle turbine a gas, che permettono di ottimizzare il raffreddamento interno.

Per una descrizione approfondita della fenomenologia, si rimanda al “Capitolo 1 - Fenomenologia e stato dell'arte” della “Parte I - Studio sperimentale dello scambio termico in convezione forzata in canali corrugati” della presente tesi.

Jet impingement

Si crea un getto di refrigerante ad alta velocità che impatta con forza sulla parete calda, massimizzando lo scambio termico per convezione forzata. Tale tecnica è detta *local blade cooling*, localmente molto efficace, applicata sulla parte interna del naso della pala, come si può apprezzare dalla Fig. 17, dove ci sono i maggiori surriscaldamenti. Nel canale adiacente al naso della pala vengono praticati dei piccoli fori, che lasciano passare il refrigerante sotto forma di getto. Il consumo di aria è molto elevato, ma a parità di calore asportato aumenta il coefficiente di scambio termico convettivo h e quindi si può ridurre la portata; il coefficiente h può variare molto localmente, in funzione dell'*aspect ratio* del foro e del canale e del numero di Reynolds del getto.

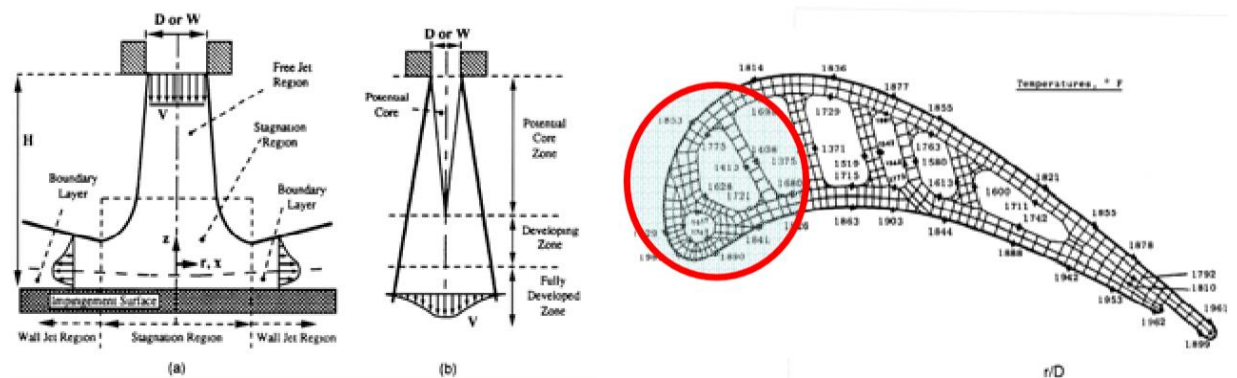


Fig. 17: profilo di velocità di getti caratterizzati da diversi *aspect ratio* (a sinistra) e particolare sul naso della pala (a destra)

2.2. External cooling: film cooling

Il raffreddamento della parete esterna della pala viene eseguito principalmente mediante la tecnica del *film cooling*. L'aria refrigerante, espulsa dalla pala attraverso dei piccoli fori



praticati sulla superficie, crea un velo protettivo intorno ad essa, agendo da barriera termica tra i gas caldi ad alta temperatura e la superficie palare: si crea una sorta di resistenza termica tra la superficie ($800-900^{\circ}\text{C}$) e il gas ($1700-1800^{\circ}\text{C}$). In questo modo la pala risente di una temperatura sensibilmente inferiore. Anche la cassa e il mozzo della macchina sono soggetti a forti, seppur minori, sollecitazioni termiche, per cui necessitano anch'essi di raffreddamento, sempre realizzato mediante *film cooling*. Terminata l'azione protettiva, il refrigerante si miscela al flusso principale: poiché si è in presenza di fluidi diversi, a pressione e temperatura diverse, si avrà produzione entropica, con diminuzione dell'efficienza termodinamica del processo. Inoltre, la diminuzione della temperatura causa un decremento dell'entalpia posseduta dai gas caldi, con conseguente diminuzione del lavoro utile estraibile.

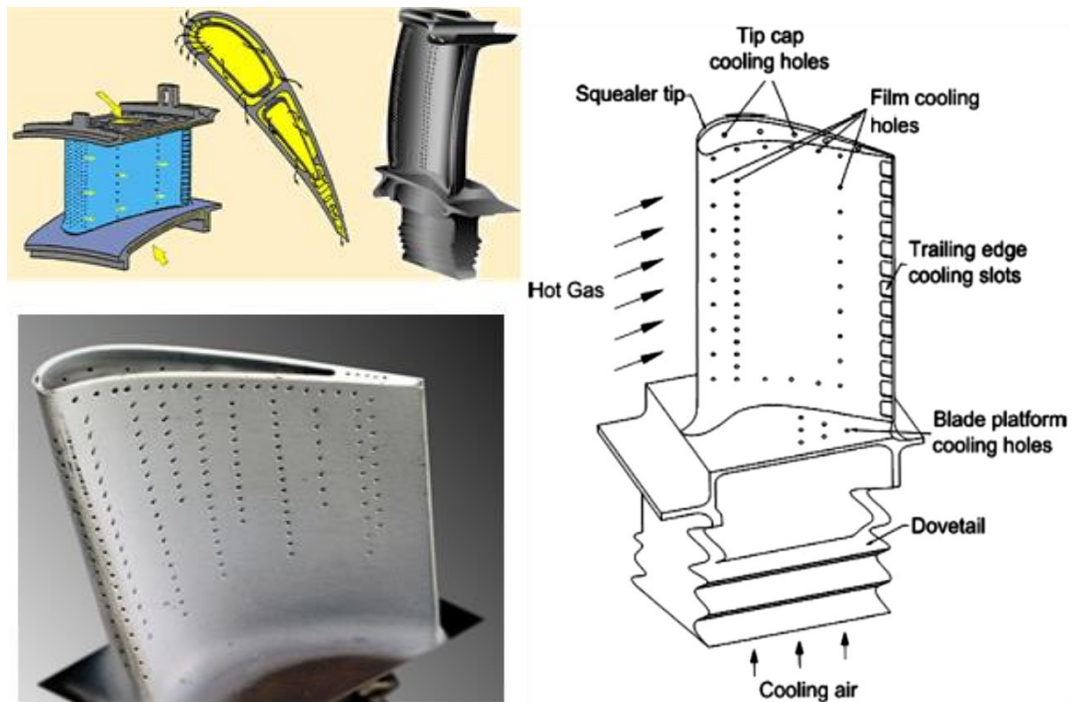


Fig. 18: esempio di pala raffreddata mediante *film cooling*

Come si può vedere dalla Fig. 19, un'altra configurazione utilizzabile per l'applicazione del raffreddamento a film presenta delle feritoie (*slot*) al posto dei fori, che però indeboliscono maggiormente la pala, diminuendone la resistenza meccanica.

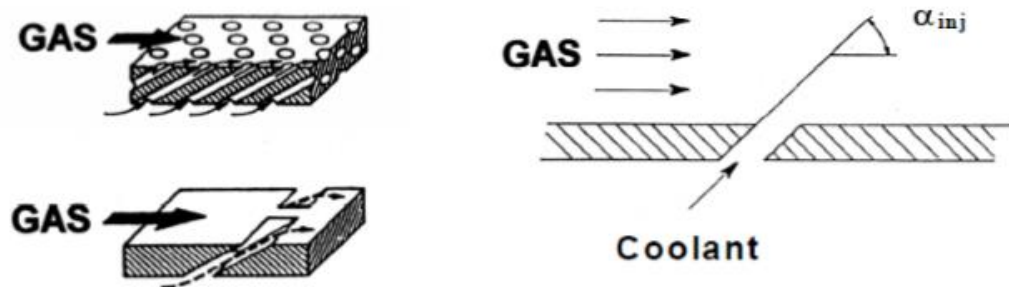


Fig. 19: *film cooling* mediante fori (sopra) e mediante *slot* (sotto)

Esistono anche due tecnologie alternative al *film cooling*, classificabili sempre come *external cooling*: la tecnica di effusione e quella di traspirazione. L'effusione è un particolare raffreddamento a film, caratterizzato da tanti fori più piccoli, di diametro inferiore o pari a 1 mm, che interessano l'intera superficie, e non solo determinate zone come nel caso del tradizionale *film cooling*. Nella traspirazione la parete della pala è una superficie porosa attraverso la quale il refrigerante traspira, portandosi idealmente alla stessa temperatura del gas. Si utilizzano materiali come le ceramiche, ma il loro utilizzo deve essere ancora perfezionato, in quanto resistono alle alte temperature ma hanno un comportamento molto fragile.

In Fig. 20 è riportato l'andamento dell'efficienza della turbina in funzione della portata percentuale di refrigerante (rapporto tra la portata d'aria refrigerante e quella totale del compressore), al variare del tipo di raffreddamento esterno. *Solid blade* è la pala liscia non raffreddata che ha il rendimento massimo (pari al 92%); a parità di portata di refrigerante si hanno in ordine decrescente l'utilizzo di *slot*, quello di fori, infine quello di parete traspirante porosa. In corrispondenza di portata nulla si ha comunque un rendimento minore a quello del caso di pala liscia, in quanto la presenza di fori o *slot* crea una rugosità superficiale del 2-3%. Risulta fondamentale l'ottimizzazione della configurazione dei fori, in modo da beneficiare del raffreddamento necessario mediante l'applicazione del *film cooling*, senza penalizzare sensibilmente il rendimento della macchina.

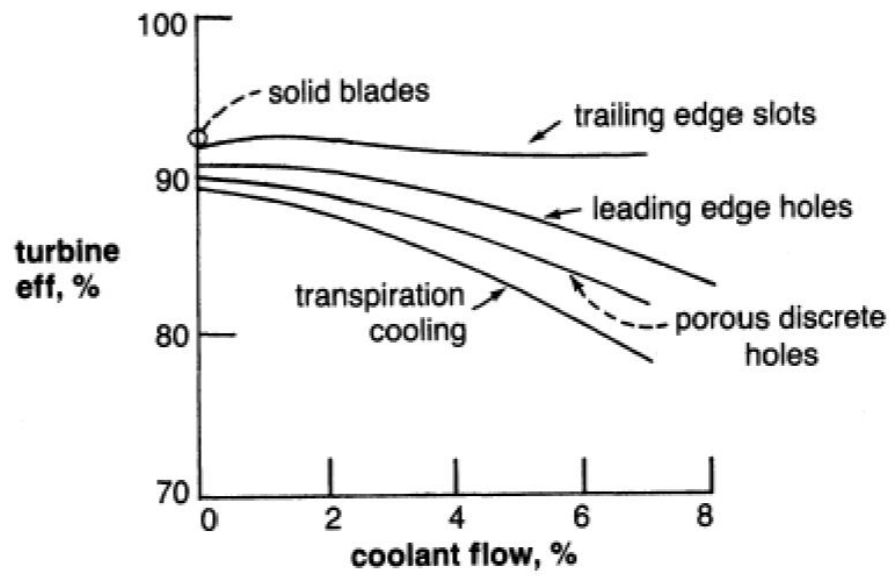


Fig. 20: rendimento della turbina in funzione della portata percentuale di refrigerante



Parte I - Studio sperimentale dello scambio termico in convezione forzata in canali corrugati



Capitolo 1 - Fenomenologia e stato dell’arte

In questo capitolo viene analizzata la fenomenologia dell’*internal blade cooling* mediante l’utilizzo di canali corrugati e viene presentato lo stato dell’arte dei principali risultati termo-fluidodinamici. Lo studio dei meccanismi di scambio termico e dei parametri più rilevanti che influenzano il fenomeno è di fondamentale importanza per migliorare il raffreddamento della pala di turbina e, come dimostrato dalla corposa letteratura, rappresenta un campo di ricerca variegato ed in pieno sviluppo.

1.1. Fenomenologia dello scambio termico in canali corrugati

Le *ribs* sono corrugazioni applicate all’interno dei canali interni delle pale di turbina, atti a promuovere la turbolenza del flusso di refrigerante e aumentare la superficie di scambio termico. In Eq. 1.1 è riportata l’espressione del flusso termico convettivo asportato dal refrigerante:

$$Q_{conv} [W] = h A (T_{blade} - T_{coolant}) \quad (1.1)$$

Un incremento della turbolenza provoca un aumento del coefficiente di scambio termico convettivo h , inoltre le *ribs* svolgono in parte anche il ruolo di alette incrementando l’area di scambio termico A , con complessivo aumento del flusso termico convettivo asportato dalle pareti laterali della pala di turbina. Per contro, la presenza delle *ribs*, incrementa il fattore d’attrito dei canali interni della pala, aumentando le perdite di carico che il flusso di aria refrigerante sperimenta nell’attraversamento del canale. Tale effetto è indesiderato in quanto comporta un aumento della potenza di pompaggio necessaria a far fluire l’aria refrigerante all’interno delle pale di turbina.

Come riportato da diversi autori, tra cui Han et al. ([2] e [3]), l’efficienza dello scambio termico dipende da diversi parametri geometrici, come *aspect ratio* e geometria dei canali, forma, dimensioni, disposizione ed inclinazione delle *ribs*; parametri fluidodinamici, come regime di moto, velocità, portata e pressione del refrigerante; fisici, come proprietà termofisiche del refrigerante e dei materiali. Dato il cospicuo numero di parametri che caratterizzano il fenomeno dal punto di vista termo-fluidodinamico, lo studio fenomenologico non può prescindere dalla sperimentazione, i cui risultati possono essere usati direttamente in fase di realizzazione del prototipo o per la validazione di codici numerici (ad esempio dei modelli di turbolenza).



1.2. Scambio termico in canali corrugati: stato dell’arte

Come si può notare dalla Fig. 1.1, i canali vengono schematizzati a geometria rettangolare, caratterizzati da un *aspect ratio*, che ha notevole influenza sulle prestazioni del canale ed è definito come rapporto tra larghezza W , lato sul quale in genere sono alloggiate le *ribs* ed altezza H ; i canali in prossimità del naso della pala (*leading edge*) sono caratterizzati da basso *aspect ratio*, che aumenta spostandosi verso il bordo di uscita della stessa (*trailing edge*).

Sono stati effettuati numerosi studi riguardo le caratteristiche geometriche delle *ribs*, parametrizzando ad esempio l’altezza e delle stesse e il passo p tra una *rib* e quella successiva.

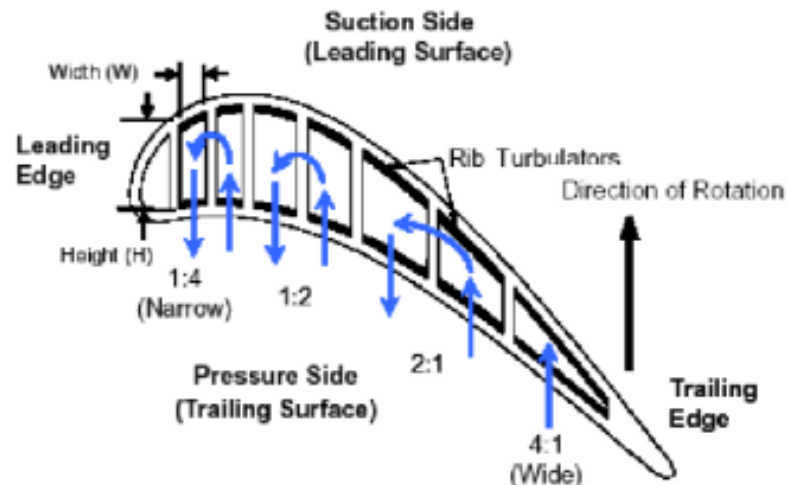


Fig. 1.1: sezione palare con vista della canalizzazione interna e indicazioni dei principali parametri geometrici

Lo studio termo-fluidodinamico di canali corrugati viene sovente affrontato in termini comparativi rispetto alla situazione di partenza (canale liscio privo di corrugazioni), in modo da quantificare il miglioramento in termini di performance termica che si ottiene mediante l’applicazione delle *ribs* e l’aumento delle perdite di carico del canale. In Fig. 1.2 è riportato l’andamento lungo l’asse del canale, al variare del numero di Reynolds, del numero di Nusselt normalizzato con il numero di Nusselt di Dittus-Boelter, definito come:

$$Nu_0 = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (1.2)$$

Come si può vedere, dopo una regione di sviluppo termico, il numero di Nusselt si assesta al suo valore di riferimento Nu_0 .

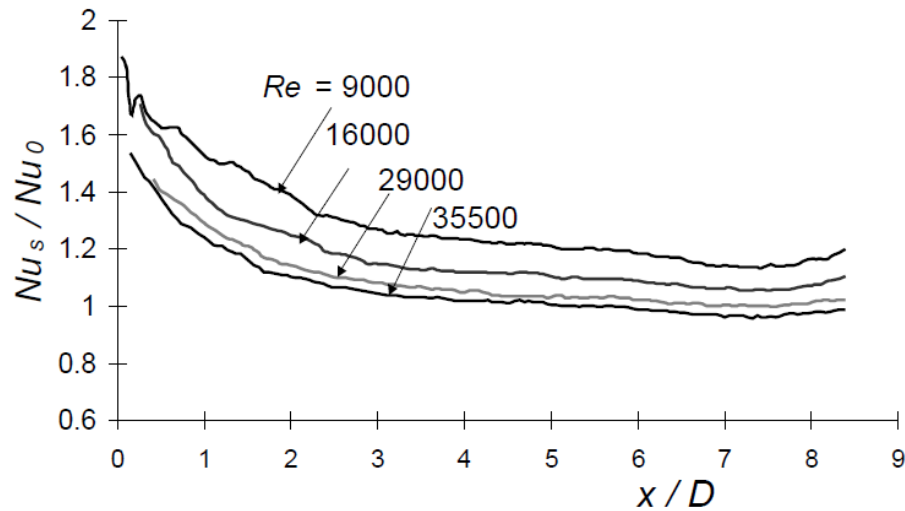


Fig. 1.2: andamento di Nu/Nu_0 vs. x/D_{hyd} , al variare di Re (Tanda e Abram [4])

Come detto in precedenza, l'applicazione di corrugazioni aumenta la turbolenza del flusso, incrementando il coefficiente di scambio termico convettivo h e il fattore di attrito f del canale. La letteratura analizzata ha riguardato principalmente studi parametrici del rapporto passo/altezza delle *ribs*, dell'*aspect ratio* del canale e della geometria delle *rib*. Generalmente, sono state utilizzate *ribs* a sezione quadrata o rettangolare, con rapporti tra il passo p e l'altezza e compreso tra $p/e = 7$ e 15 , con angoli di inclinazione compresi tra 30° e 90° , ovvero ortogonali alla direzione del moto. Per quanto riguarda la geometria e la disposizione delle *ribs*, la distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo è fortemente condizionata dalla geometria e dalla forma delle corrugazioni. Sono utilizzate *ribs* continue, interrotte o sagomate (ad esempio *V-shaped*), configurazioni del canale dove le *ribs* sono applicate su una sola parete, su entrambe le pareti del canale, come nell'applicazione reale nella pala di turbina, o disposte su due pareti ma sfalsate.

1.2.1. *Ribs* trasversali

La soluzione più semplice per corrugare un canale a pareti lisce consiste nel disporre *ribs* trasversali, ortogonali alla direzione assiale del canale, ed equispaziate del passo p , come si può apprezzare in Fig. 1.3. Tale soluzione induce la separazione del flusso nella zona immediatamente a valle della sporgenza, nella regione compresa tra $x/e = 0$ e circa 4 (dove x è la direzione assiale del canale) si crea una bolla di ricircolazione, con un progressivo incremento del coefficiente di scambio termico convettivo h sino al punto di



riattacco della corrente principale. Per $x/e > 4$, il fluido scorre parallelo alla superficie, con formazione dello strato limite, che, comportandosi da resistenza termica, determina una riduzione del coefficiente h .

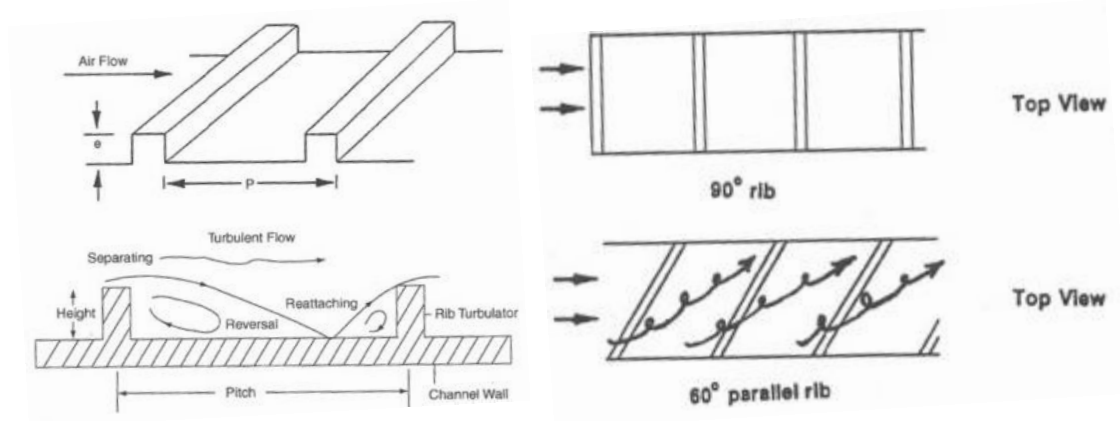


Fig. 1.3: vista assonometrica con indicazione dei principali parametri geometrici (in alto a sinistra), vista laterale (in basso a sinistra) e vista dall'alto per *ribs* longitudinali e inclinate di 60° (a destra)

Han e Park [5] fu tra i primi a studiare lo scambio termico del canale corrugato da *ribs* trasversali disposte su un solo lato del canale, al variare del numero di Reynolds, al variare della sezione del canale (quadrato e rettangolare) e al variare del passo p tra una *rib* e quella adiacente. I risultati principali sono riportati in Fig. 1.4, dalla quale si possono apprezzare gli andamenti di Nu/Nu_0 sull'asse del canale sia per la parete corrugata che per quella opposta liscia. Si può notare come i valori del coefficiente di scambio termico convettivo siano maggiori sul lato corrugato del canale, ma anche i lati lisci del canale presentino un miglioramento della performance termica, risentendo dell'effetto delle *ribs* sulla parete opposta.

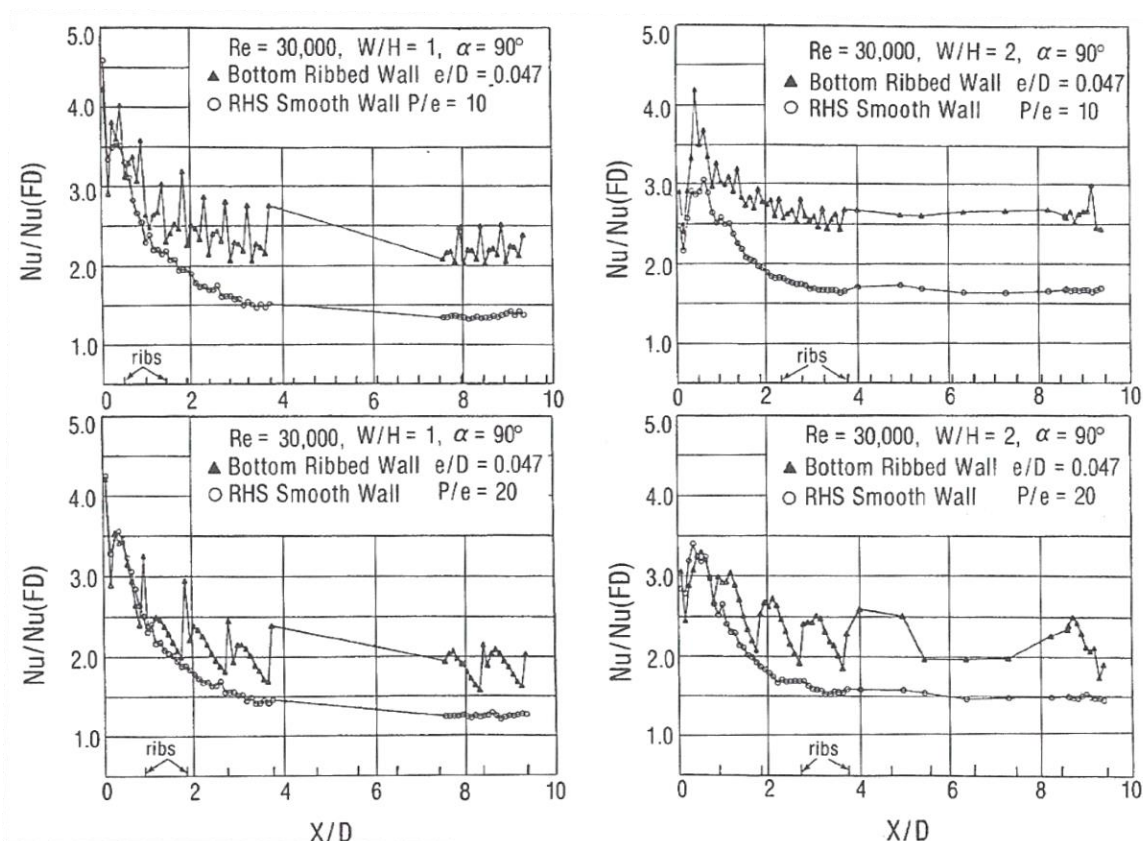


Fig. 1.4: andamento di Nu/Nu_0 vs. x/D_{hyd} , al variare dell'aspect ratio AR , del rapporto p/e , per $Re = 30.000$ Han e Park [5]

Altri studi (ad esempio [6]-[7]) hanno riguardato canali a sezione rettangolare con sporgenze trasversali al moto, disposte con periodicit , su una o due pareti opposte del canale. Le misure sperimentali condotte al variare di alcuni dei numerosi parametri geometrici, hanno messo in evidenza un incremento del coefficiente di scambio termico convettivo h e del fattore di attrito f rispetto al canale liscio privo di corrugazioni. Studi successivi hanno riguardato l'effetto di diverse configurazioni delle sporgenze sulle prestazioni termiche del canale, come verr  visto in seguito.

La Fig. 1.5 mostra l'andamento del coefficiente di scambio termico h per due diversi numeri di Reynolds due diversi rapporti passo-altezza. Dall'esame del grafico si pu  osservare come dopo circa 3-4 *ribs* l'andamento risulti essenzialmente periodico e il campo termico presenti condizioni di regime sviluppato. Tale risultato   in accordo con Han [5], il quale ha constatato che per $x/D_{hyd} > 3$ si ottiene un andamento periodico del coefficiente h lungo la direzione assiale del canale. Si pu  notare come h , dopo aver raggiunto un



massimo relativo, decresca in corrispondenza della vicinanza della *rib* successiva. L'andamento appena descritto è dovuto al fenomeno di riattaccamento del flusso, che avviene proprio in corrispondenza del valore massimo, per poi subire un decremento dovuto alla crescita dello strato limite a valle del massimo stesso.

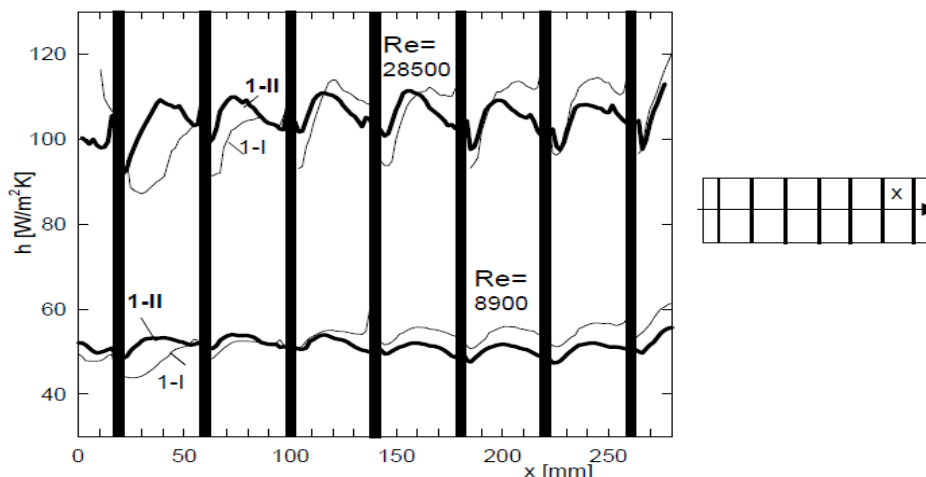


Fig. 1.5: distribuzione del coefficiente h [W/m^2K], lungo l'asse del canale, al variare del rapporto p/e (1-I per $p/e = 8$ e 1-II per $p/e = 13.5$), per $Re = 8.900$ e $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])

La Fig. 1.6 mostra la distribuzione sperimentale del coefficiente h nella zona centrale della superficie di base, evidenziando le regioni dove lo scambio termico è di maggior entità. Viene rilevato come nella zona tra una *rib* e quella successiva, il distacco del fluido da parete sia responsabile dell'incremento di h .

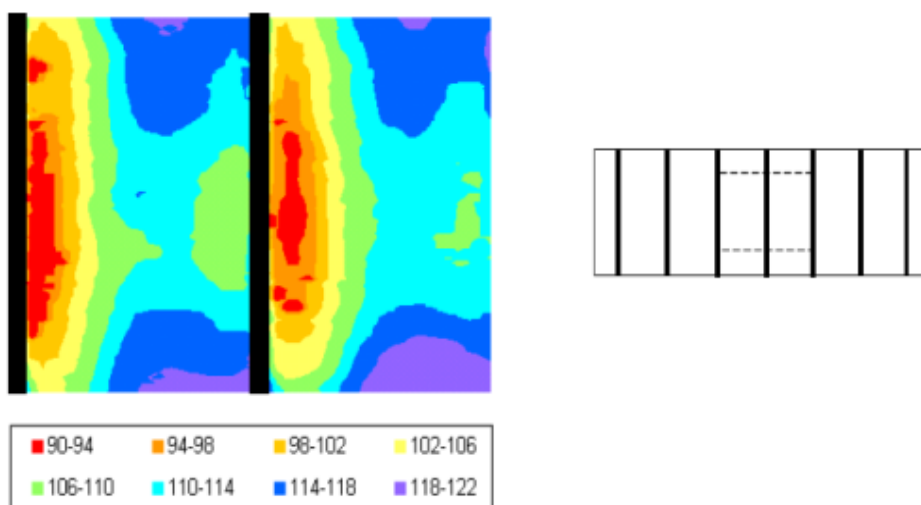


Fig. 1.6: distribuzione del coefficiente h [W/m^2K], per $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])



Un parametro che influenza notevolmente la distribuzione di h è il rapporto p/e . Bassi valori di p/e , ovvero numero elevato di *ribs* a parità di lunghezza del canale corrugato, determina un andamento monotono decrescente, è presente solo la zona di ricircolazione a valle della *rib* e il fluido non riesce a bagnare la parete. Per elevati valori di p/e invece, h decresce notevolmente a causa della crescita dello strato limite. È stato constatato come il p/e ottimale sia pari a 10.

1.2.2. *Ribs* inclinate rispetto alla direzione principale del flusso

Un miglioramento in termini di prestazione aero-termica è apportato mediante l'applicazione di *ribs* inclinate rispetto alla direzione assiale del canale. L'inclinazione induce un moto elicoidale, ovvero moto traslatorio lungo l'asse del canale unito a moto di ricircolazione in direzione trasversale, che provoca una distribuzione del coefficiente h fortemente asimmetrica. Tale asimmetria si traduce in regioni caratterizzate da valori elevati del coefficiente h e zone a basso coefficiente h , provocando gradienti di temperatura in direzione trasversale all'asse del canale e quindi stress termici. Il vortice secondario che convoglia aria fresca dal centro del canale viene indirizzato verso la parete riscaldata per $y/W = 0$, dove y è la coordinata trasversale; per y/W tendente a 1 il vortice trasferisce invece aria preriscaldata, con minori capacità di rimozione del calore. Tale soluzione, permette però di contenere, a parità di numero di Reynolds, le perdite di carico sperimentate dal flusso.

Notevole influenza hanno l'*aspect ratio* e appunto l'inclinazione delle *ribs*. Sono stati effettuati numerosi studi riguardo l'influenza dell'angolo di inclinazione delle *ribs*.

Ad esempio, Han et. al ([5], [8], [9]) hanno constatato che *ribs* inclinate migliorano la performance aero-termica rispetto a *ribs* trasversali, a causa della presenza dei flussi secondari. L'angolo è stato variato parametricamente da 30° a 90° ed è stato dimostrato come *ribs* inclinate di 45° garantiscano performance aero-termiche superiori.

È stato dimostrato da Murata e Mochizuki [10] come all'aumentare dell'*aspect ratio* del canale l'effetto benefico indotto dall'inclinazione delle *ribs* si riduce a causa dello sviluppo dello strato limite termico tra una *rib* e quella successiva; in questo modo il miglioramento dello scambio termico è limitato.



Park et al. [11] hanno studiato l'effetto indotto da *aspect ratio* e inclinazione delle *ribs* sulle prestazioni aero-termiche del canale. Le Fig. 1.7-1.8 riportano in ascissa il fattore di attrito normalizzato con il fattore di attrito di riferimento per il canale liscio, e in ordinata il numero di Nusselt normalizzato con il numero di Nusselt di riferimento per il canale liscio. Come si può vedere, valori elevati dell'*aspect ratio* aumentano significativamente le perdite di carico, indifferentemente dall'angolo di attacco, rendendo questa soluzione svantaggiosa. In termini di performance termica l'inclinazione delle *ribs* con angoli pari a $\alpha = 60^\circ$ e 90° risultano migliori.

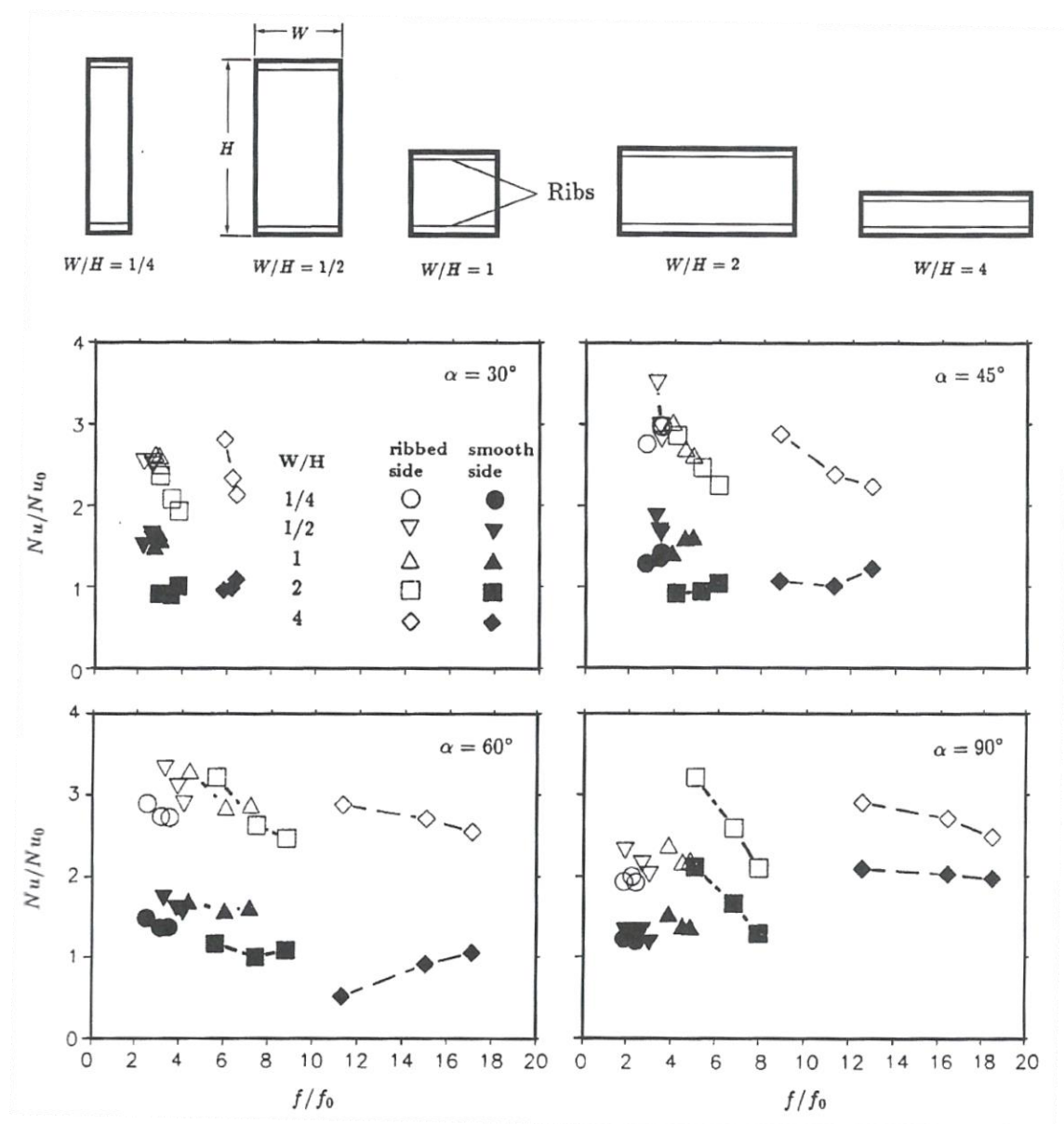


Fig. 1.7: Nu/Nu_0 vs. f/f_0 per la parete corrugata e per quella opposta liscia, al variare dell'*aspect ratio* W/H e per angolo di inclinazione α costante (Park et al. [11])

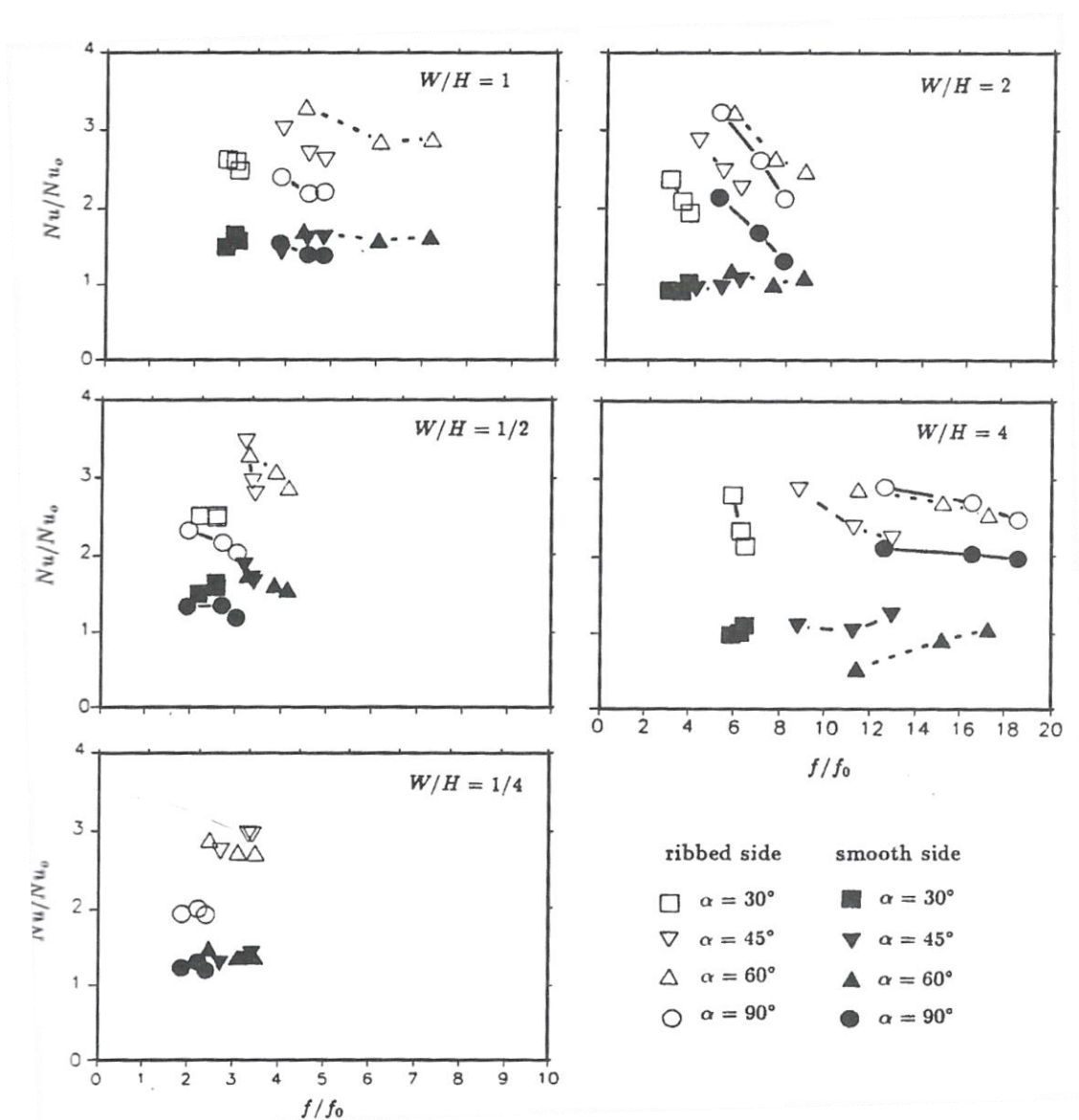


Fig. 1.8: Nu/Nu_0 vs. f/f_0 per la parete corrugata e per quella opposta liscia, al variare dell'angolo di inclinazione α e per *aspect ratio* W/H costante (Park et al. [11])

Nei lavori [8], [10], [11], [12], sono state studiate sperimentalmente le prestazioni aero-termiche del canale corrugato, avente un *aspect ratio* pari a 5, mediante *ribs* a sezione quadrata, inclinate di 45° e disposte su un solo lato del canale, quello termicamente attivo. I risultati hanno evidenziato come vi sia un significativo incremento del numero di Nusselt rispetto a quello di riferimento per il canale liscio (Fig. 1.9) e il miglioramento delle prestazioni sia più evidente per bassi numeri di Reynolds. Le conclusioni dello studio furono che le *ribs* inclinate e disposte su una sola parete del canale rettangolare incrementano il coefficiente di scambio termico medio di un fattore 1.8-2.2 rispetto al



canale liscio, per Re compreso tra 9.000 e 35.500, a fronte di un incremento del fattore d'attrito di circa 3-4; nel caso di sporgenze disposte su due pareti del canale, lo scambio termico convettivo aumenta di un fattore compreso tra 2 e 2.5, mentre il fattore di attrito è superiore rispetto a quello del canale liscio di circa 9-11 volte.

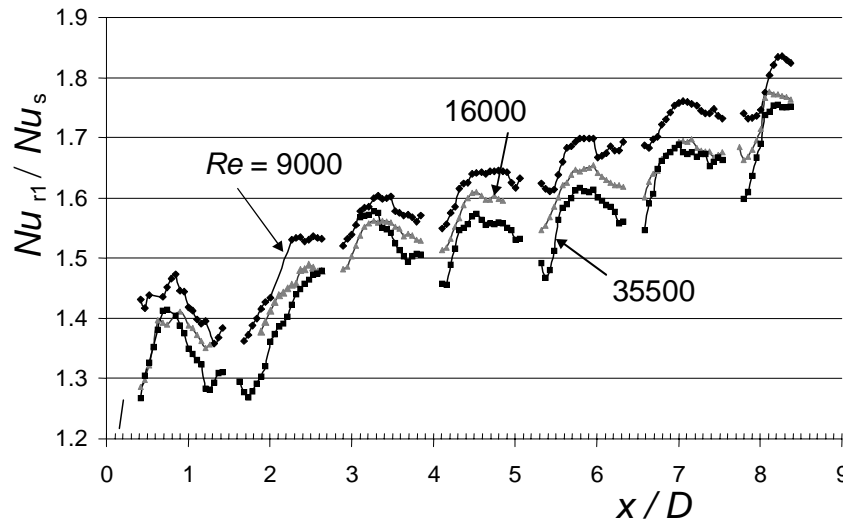


Fig. 1.9: andamento di Nu/Nu_0 vs. x/D_{hyd} , al variare di Re , per canale con una sola parete corrugata (Tanda e Abram [12])

1.2.3. Influenza del numero di pareti corrugate

Un aspetto interessante è la valutazione degli effetti prodotti dalla disposizione di sporgenze su una o più pareti del canale. L'aumento del numero di pareti corrugate provoca un incremento sia del coefficiente di scambio termico convettivo (in virtù dell'aumento della turbolenza del flusso), sia del fattore di attrito. Sono stati effettuati numerosi studi parametrizzando il numero di pareti corrugate ([8], [13], [14], [15]). In particolare, Chandra et al. [16] conclusero che la configurazione migliore, sia dal punto di vista termico che fluidodinamico, era quella con le *ribs* disposte su una sola faccia del lato più lungo del canale; questo perché, seppur l'incremento di h fosse maggiore con *ribs* disposte su tutti i lati, il notevole aumento del fattore di attrito rendeva tale soluzione svantaggiosa dal punto di vista della prestazione aero-termica globale. Dall'analisi della Fig. 1.10, si evince come disporre le sporgenze solo sul lato lungo del canale risulti più performante, piuttosto che disporre le *ribs* su entrambi i lati corti.

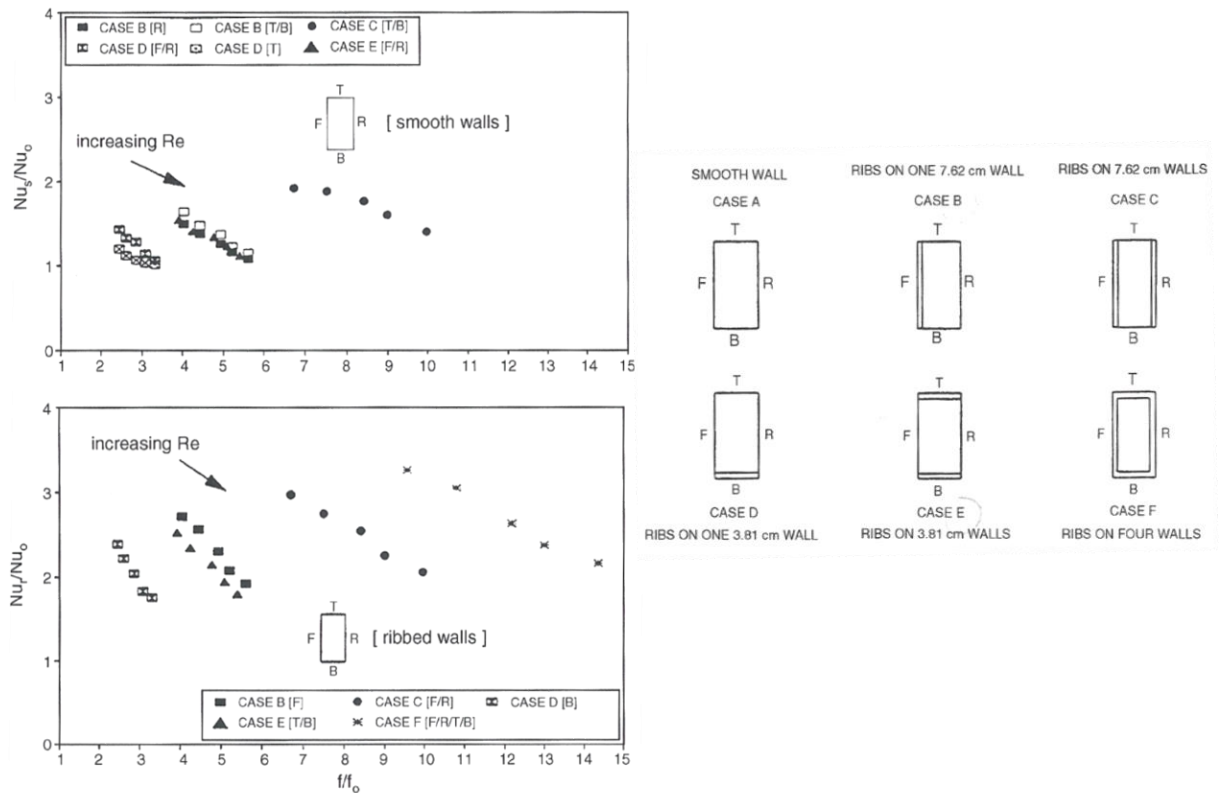


Fig. 1.10: Nu/Nu_0 vs. f/f_0 per la parete corrugata e per quella opposta liscia, al variare del numero di pareti corrugate e del numero di Reynolds (Chandra et al. [16])

Tanda e Abram (2006) [12] hanno analizzato l'effetto, relativamente al canale liscio, dell'applicazione di *ribs* inclinate di 45° e applicate dapprima su una sola parete e quindi su due pareti opposte del canale (Fig. 1.11 e 1.12).

In Fig. 1.11 è riportata la mappa del coefficiente di scambio termico convettivo h , per canale con una sola parete corrugata, dalla quale si evince come la distribuzione sia fortemente asimmetrica, e come le regioni maggiormente raffreddate siano quelle in corrispondenza dell'angolo acuto tra la *rib* e la parete $y = 0$, a causa dei moti secondari di ricircolo indotti dall'inclinazione delle *ribs*.

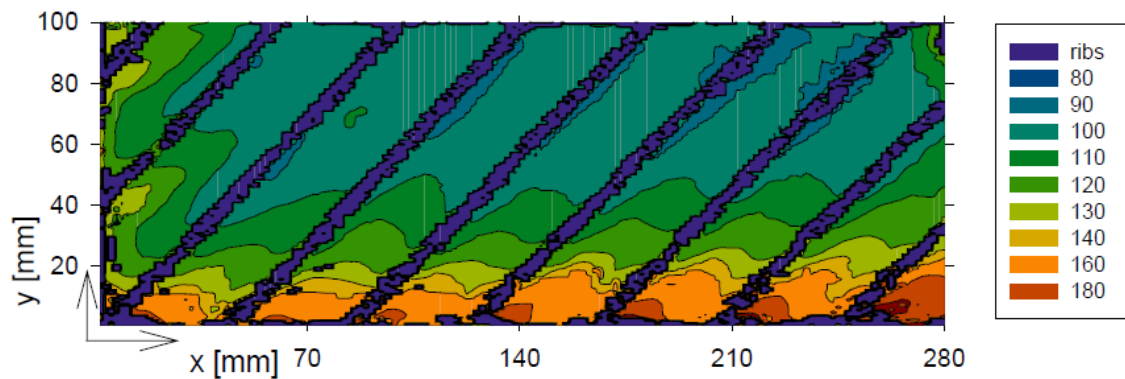


Fig. 1.11: distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo h [W/m^2K], per $Re = 29.000$, per canale con una sola parete corrugata (Tanda e Abram (2006) [12])

Analizzando la configurazione del canale corrugato da sporgenze inclinate di 45° e applicate su due pareti opposte del canale, si è notato come tale disposizione aumenti ulteriormente la turbolenza del flusso, incrementando lo scambio termico convettivo nel canale, come si evince dalla Fig. 1.12.

La distribuzione bidimensionale di h , mette in evidenza come nella parte superiore della superficie di prova, caratterizzata da uno scambio termico convettivo meno efficiente, non si giunga alle condizioni di campo termico pienamente sviluppato.

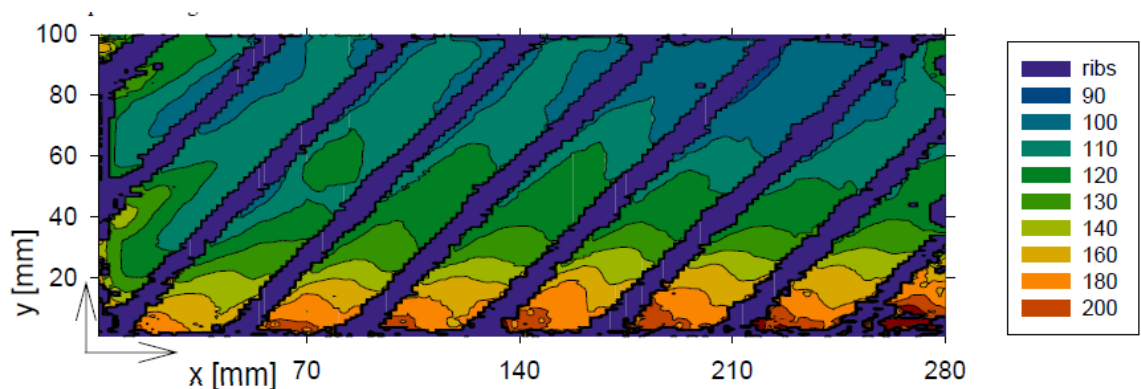


Fig. 1.12: distribuzione del coefficiente di scambio termico convettivo h [W/m^2K], per $Re = 29.000$, per canale con due pareti corrugate (Tanda e Abram (2006) [12])

Le campagne sperimentali hanno riguardato anche la determinazione del fattore di attrito del canale. Il fattore f viene normalizzato mediante il fattore di attrito teorico del canale liscio, definito come:



$$f_0 = 0.046 \cdot Re^{-0.2} \quad (1.3)$$

I risultati hanno evidenziato come la presenza di sporgenze su due pareti introduca incrementi del fattore d'attrito, con f/f_0 compreso tra 9 e 11, quindi di gran lunga superiori al caso di una sola parete corrugata, per cui si ha f/f_0 compreso tra 3 e 4.

1.2.4. Broken e shaped ribs

Al fine di ricercare soluzioni ancora più performanti rispetto alle *ribs* inclinate, negli ultimi vent'anni sono state studiate diverse configurazioni, come *ribs* interrotte o *broken*, *ribs* sagomate, ad esempio *V-shaped*, interrotte e sagomate, disposte sfalsate ecc. ecc., come si può apprezzare dalla Fig. 1.13, ripresa dallo studio di Han et al. [17].

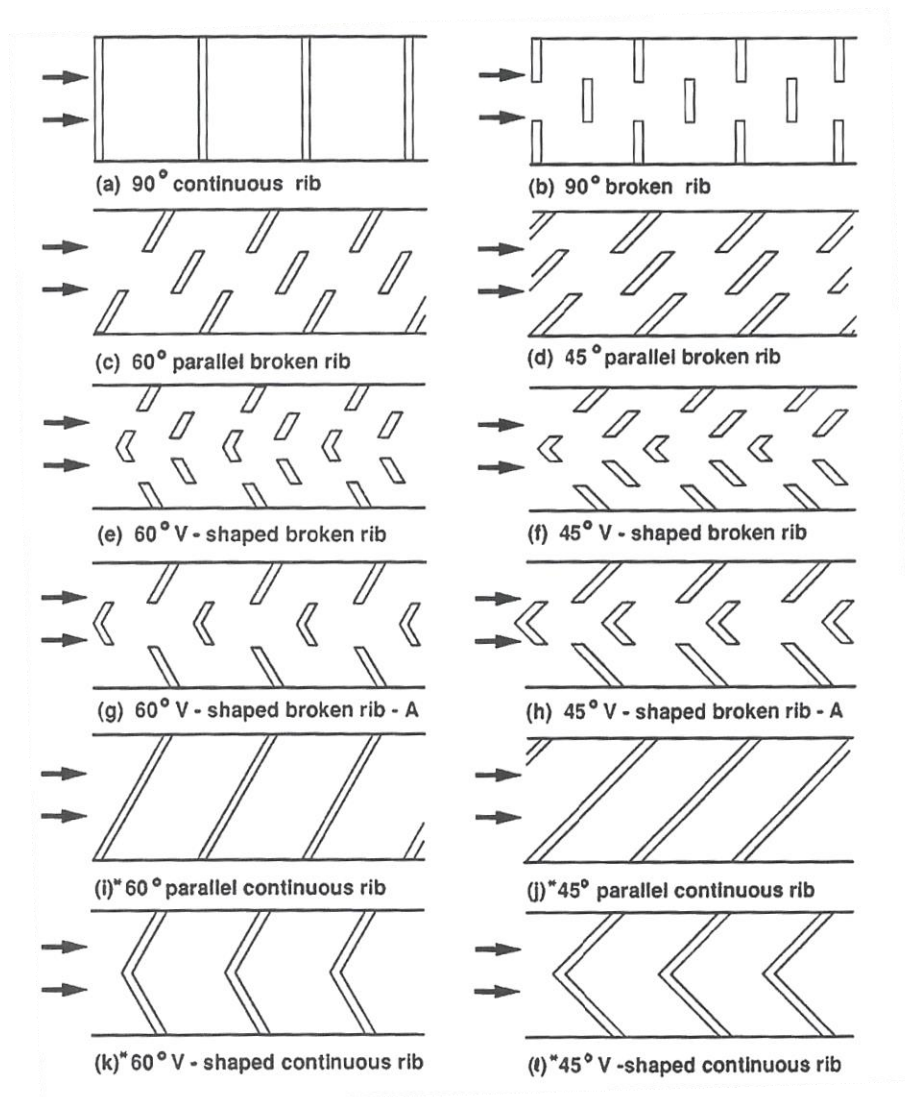


Fig. 1.13: configurazioni analizzate da Han et al. [17]



Per quanto riguarda la sezione delle *ribs*, la maggior parte degli studi ha visto l'utilizzo di sporgenze a sezione quadrata, ma è stato dimostrato come sezioni trapezoidali inducano minor perdite di carico del canale; i vantaggi in termini di prestazioni fluidodinamica sono però controbilanciati da diminuzione fino al 20% del coefficiente di scambio termico convettivo (Wang, Sunden [55]).

Una possibile soluzione è l'applicazione di *ribs* longitudinali o inclinate con un *gap*, chiamate *broken*, come si può apprezzare dalla Fig. 1.14, che mostra due diverse superfici con *ribs* trasversali continue e interrotte (*broken ribs*).

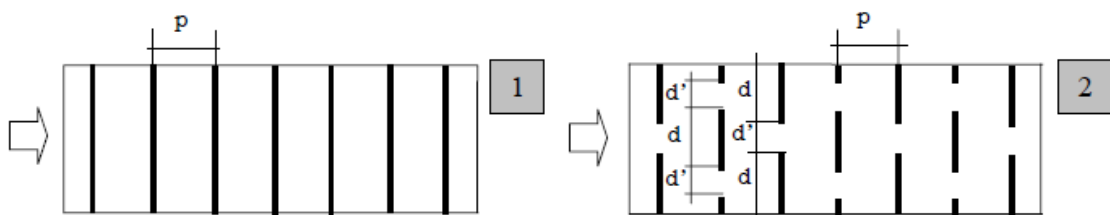


Fig. 1.14: configurazioni di *ribs* trasversali continue e trasversali interrotte

Nello studio condotto da Tanda e Cavallero [7] è stata riscontrata una maggiore turbolenza, provocata dalla disposizione interrotta delle *ribs*, che induce un incremento del coefficiente di scambio termico convettivo h , soprattutto per bassi valori del rapporto p/e . Come si evince dalla Fig. 1.15, si riscontra un andamento di h vs. x/D_{hyd} periodico e a massimo, con incremento del valore medio di h tra una *rib* e quella successiva all'aumentare della coordinata assiale del canale, indice di un incompleto sviluppo del regime termico. Anche in questo caso, si creano vortici secondari, con separazione e riattacco del flusso dalla parete a valle della *rib*, come si può osservare dalla Fig. 1.15. A differenza della configurazione con *ribs* continue, si riscontra un sensibile miglioramento dello scambio termico convettivo nella regione laterale del canale e in quella immediatamente a valle del *gap*.

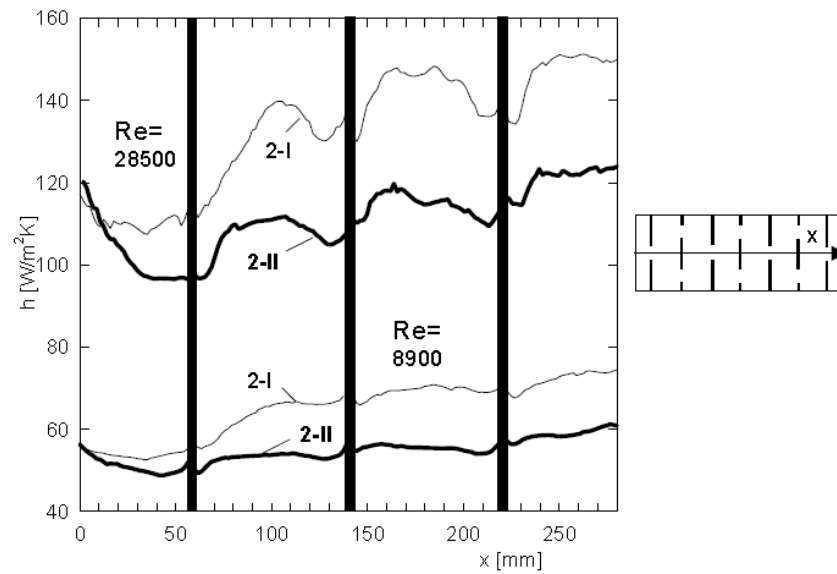


Fig. 1.15: distribuzione del coefficiente di h [W/m^2K], lungo l'asse del canale, al variare del rapporto p/e (2-I per $p/e = 8$ e 2-II per $p/e = 13.5$), per $Re = 8.900$ e $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])

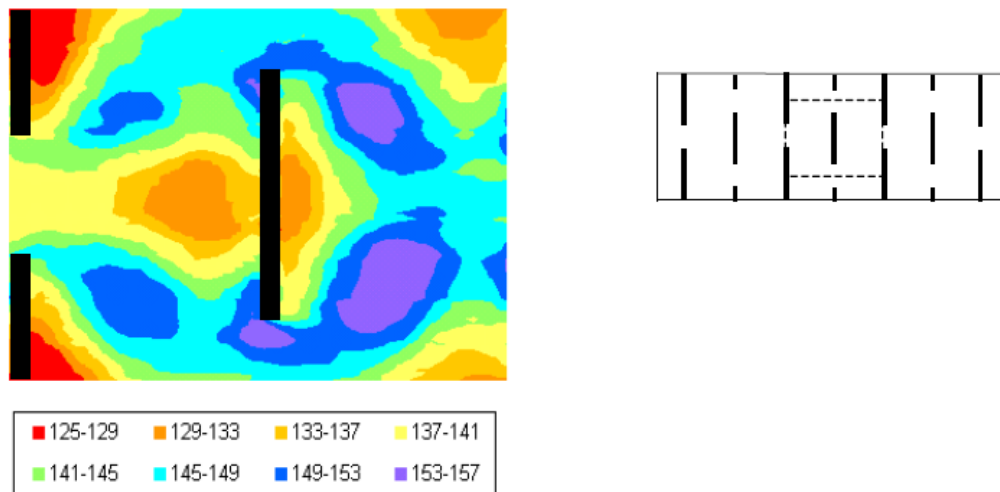


Fig. 1.16: distribuzione del coefficiente h [W/m^2K], per $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])

Svariati Autori, tra cui Aharwal et al. ([18], [19]) e Gupta et al. ([20], [21]), hanno studiato l'influenza del *gap* in mezzzeria tra le *ribs*, in modo da interrompere i moti secondari che si generano e che creano i forti gradienti di h . In particolare, Gupta et al. ([20], [21]) trovarono che effettivamente la soluzione portava benefici dal punto di vista termico, ma determinava anche un aumento notevole del fattore d'attrito, come si può



apprezzare dalla Fig. 1.17, nella quale si riportano i risultati sperimentali per un canale a sezione quadrata con due pareti opposte corrugate.

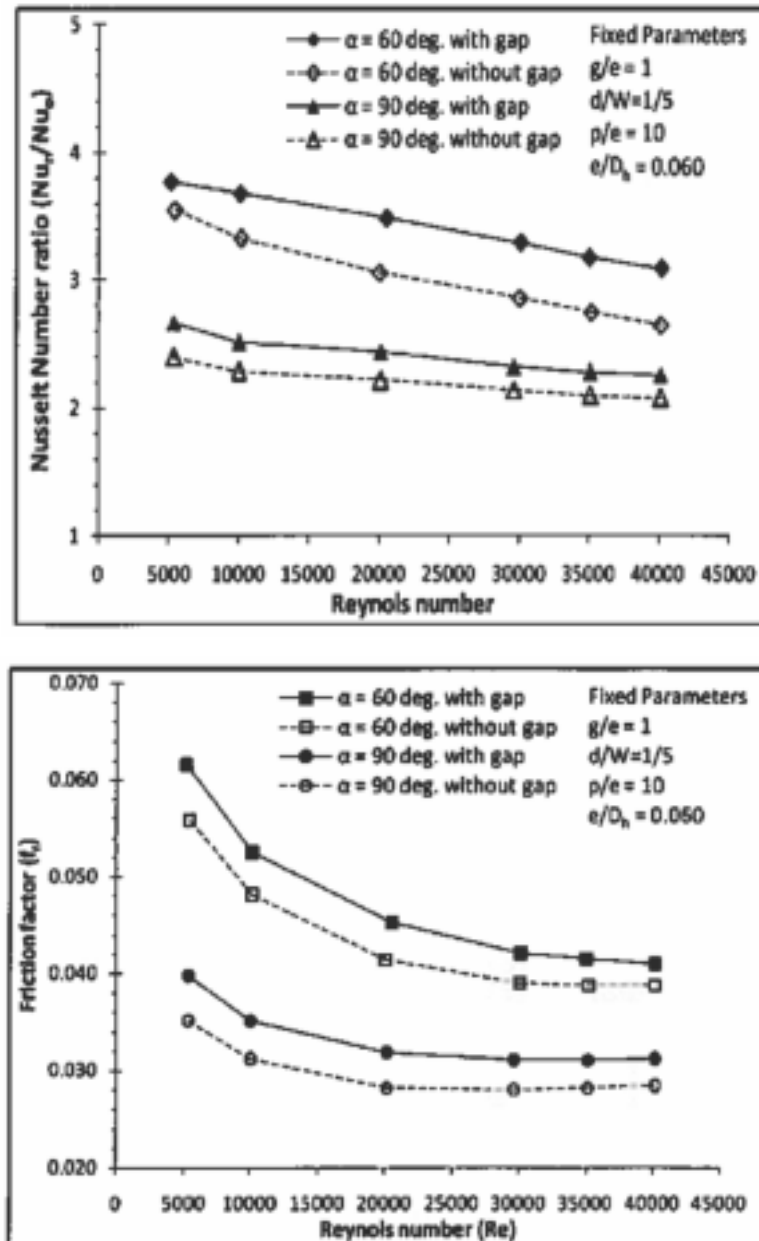


Fig. 1.17: Nu/Nu_0 vs. Re (sopra) e fattore di attrito f vs. Re (sotto) (Gupta et al. [21])

Un'altra configurazione generalmente analizzata presenta il canale corrugato da *ribs* a forma di V, chiamate appunto *V-shaped*, inclinate di 45° o 60° rispetto alla direzione principale del flusso. Tale disposizione risulta essere molto performante dal punto di vista



termico in quanto si sviluppa un doppio moto secondario, come si può apprezzare nello schema di Fig. 1.18; tuttavia presenta elevate perdite di carico.

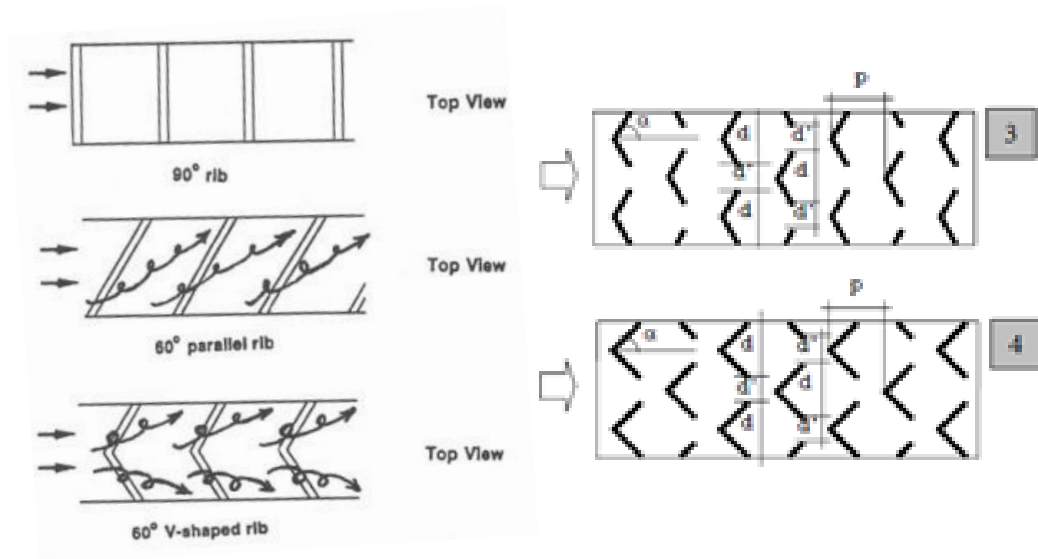


Fig. 1.18: configurazione del canale con *ribs* trasversali, inclinate e *V-shaped* con indicazione dei relativi vortici secondari (a sinistra) e *V-shaped ribs* inclinate di 60° (3) e 45° (4) (a destra)

Tanda e Cavallero [7], hanno indagato le prestazioni di *V-shaped ribs*, inclinate di 45° e 60°, per rapporti p/e pari a 8 e 13.8 e numeri di Reynolds pari a 8.900 e 25.800. Le distribuzioni del coefficiente di scambio termico rilevato sperimentalmente lungo l'asse sono riportati in Fig. 1.19. Le considerazioni più interessanti possono essere dedotte dall'analisi delle mappe di h riportate in Fig. 1.20. Nel caso dell'inclinazione a 45°, il flusso principale viene in parte deviato dalle sporgenze, mentre in parte supera l'ostacolo, determinando un'isola ad alto h a valle del vertice della “V”; quando l'inclinazione è di 60°, invece, prevale la deflessione indotta dalle *ribs* e si riscontrano due isole a massimo h localizzate subito a valle delle due sporgenze.

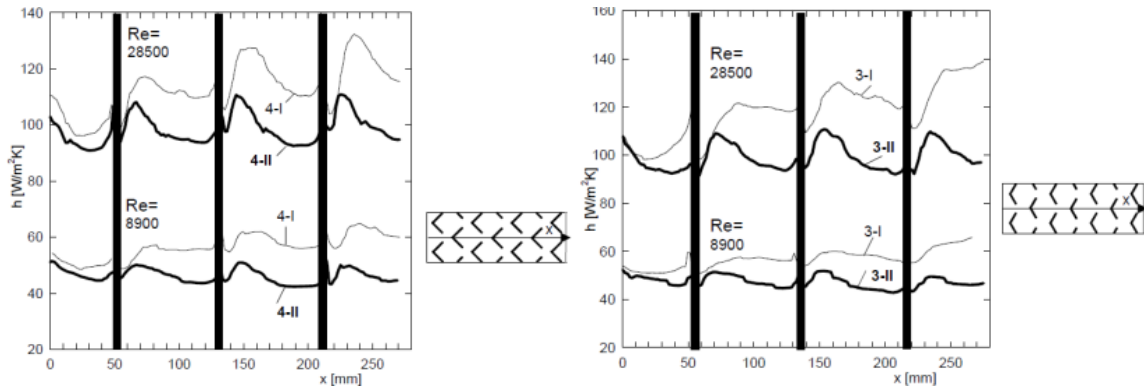


Fig. 1.19: distribuzione del coefficiente di h [W/m^2K], lungo l'asse del canale, per *V-shaped ribs* inclinate di 45° (a sinistra) e 60° (a destra), al variare del rapporto p/e (3-I per $p/e = 8$ e 3-II per $p/e = 13.5$), per $Re = 8.900$ e $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])

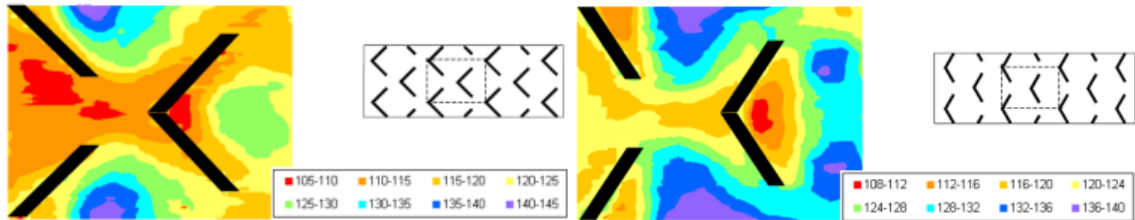


Fig. 1.20: distribuzione del coefficiente h [W/m^2K], per *V-shaped ribs* inclinate di 45° (a sinistra) e 60° (a destra), per $Re = 28.500$ (Tanda e Cavallero [7])

1.2.5. Intersecting rib

Un'ultima soluzione proposta in letteratura per migliorare la performance aero-termica di un canale con sporgenze inclinate e continue prevede l'applicazione di un setto longitudinale, detto *intersecting rib*, che divide il canale in due regioni con caratteristiche di scambio termico simili. Il setto longitudinale ha il compito di spezzare il vortice secondario, indotto dall'inclinazione delle *ribs*, in due strutture di dimensioni minori, e ridurre i gradienti trasversali di h , che causano stress termici sulla superficie palare.

Chung et al. [22] hanno analizzato il canale per diversi *aspect ratio*, pari a 1, 2 e 4, e per due numeri di Reynolds, pari a 10.000 e 20.000. La Fig. 1.21 riporta il numero di Sherwood Sh normalizzato con quello di riferimento per il canale liscio, che rappresenta il rapporto tra il trasferimento convettivo del calore e il trasferimento diffusivo di massa in un sistema in regime turbolento ed è utilizzato in quanto è stata usata la sublimazione di naftalina come tecnica diagnostica di indagine. Sh quindi quantifica lo scambio termico in analogia al numero di Nusselt comunemente usato.



Come si può notare, il miglioramento dello scambio termico è visibile per ogni *aspect ratio* e per ogni valore del numero di Reynolds. Per valori elevati di AR, Chung et al. [22] suggeriscono l'applicazione di un ulteriore setto, tenendo però conto del contemporaneo incremento del fattore di attrito del canale corrugato.

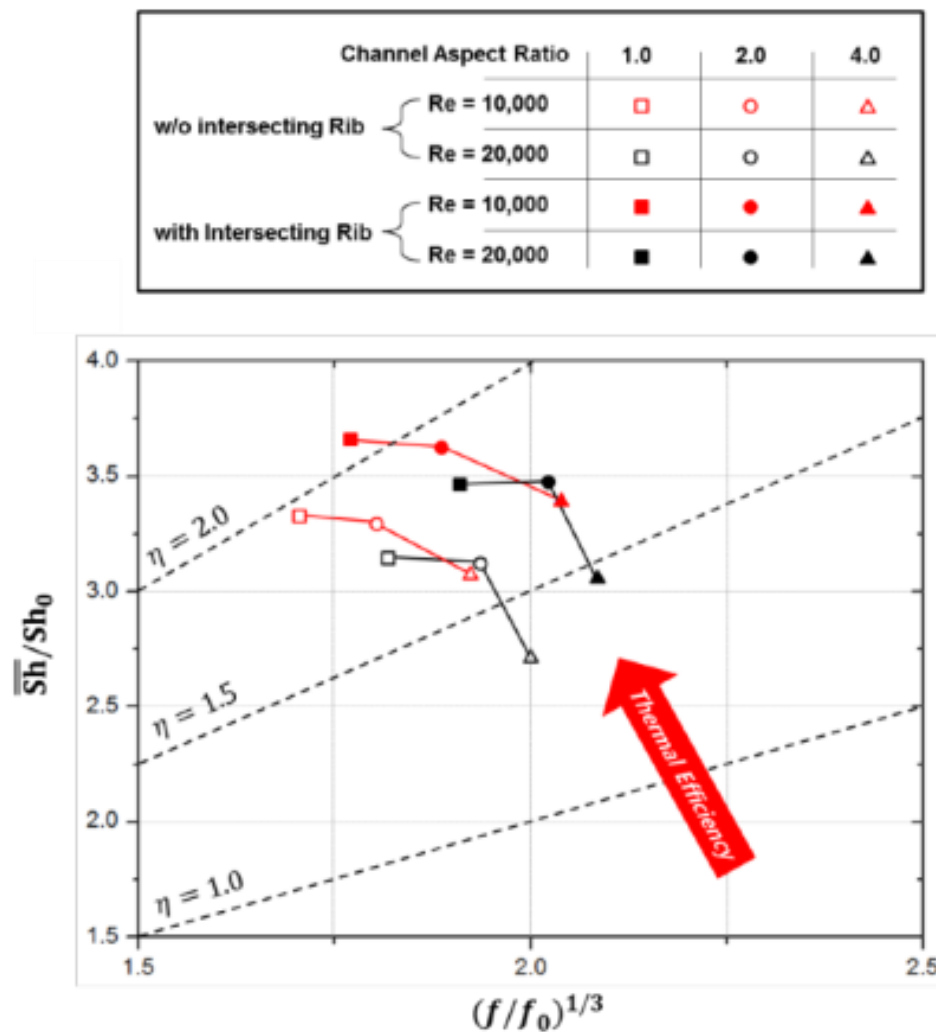


Fig. 1.21: Sh/Sh_0 vs f/f_0 per canale con *intersecting rib*, al variare di AR e Re (Chung et al. [22])



Capitolo 2 - Apparato sperimentale e tecniche di misura

In questo capitolo viene fornita una descrizione dell'apparato sperimentale realizzato presso il Laboratorio di Aerodinamica e Turbomacchine del dipartimento DIME sezione MASET. La progettazione del set-up sperimentale è stata condotta in modo tale da assicurare la possibilità di misura di tutte le grandezze di specifico interesse (le temperature dell'aria all'interno del canale di prova e all'interno dell'isolante, il coefficiente di scambio termico convettivo locale, il coefficiente di attrito, l'intensità di turbolenza) ed un'adeguata versatilità che permetta, mediante successive modifiche ed implementazioni, di esplorare l'influenza di nuovi parametri, mantenendo in buona parte inalterata la struttura del complesso sperimentale realizzato in origine.

Data la cospicua mole di lavori sperimentali riguardo l'*internal cooling* presente in letteratura, il primo passo propedeutico alla progettazione dell'apparato di prova ha riguardato l'esame sintetico dei parametri dimensionali ed operativi scelti dai vari Autori negli studi sperimentali condotti a partire dagli anni '80 sino ai giorni nostri. Particolare rilievo è stato quindi dato all'esperienza maturata in questo campo presso l'Università di Genova, negli anni 2002-2011 ([4], [6], [7], [23], [24], [25], [26], [27]). Da questa analisi sono stati esclusi i lavori riguardanti l'analisi dell'*internal cooling* in due o più passaggi e/o in presenza di rotazione.

I parametri presi in considerazione, per ogni lavoro, riguardano:

- l'*aspect ratio* (AR) del canale rettangolare, ovvero rapporto tra larghezza W , lato sul quale in genere sono alloggiate le *ribs* ed altezza H ;
- il diametro idraulico del canale, $D_{hyd} = 2W \cdot H / (W + H)$;
- il rapporto tra passo ed altezza delle *ribs*, p / e ;
- il rapporto tra l'altezza delle *ribs* ed il diametro idraulico, e / D_{hyd} ;
- il numero di Reynolds Re (basato sul diametro idraulico);
- la presenza o meno di un tratto a monte corrugato e/o liscio per lo sviluppo del regime di moto;
- il rapporto tra la lunghezza corrugata e riscaldata e diametro idraulico (L_r / D_{hyd});



- la tipologia delle *ribs* (conduttrici o isolanti) e la loro disposizione (trasversale, inclinata, a forma di V, trasversale interrotta, inclinata interrotta, etc.);
- il numero di pareti corrugate del canale e la condizione di riscaldamento (UHF, UWT, etc.);
- la metodologia sperimentale (sublimazione di naftalina, *heater foil* e termocoppie, *heater foil* e termografia IR o LC, etc.).

L'analisi dei dati di letteratura ha orientato, come esposto nei successivi capitoli, la scelta dei principali parametri geometrici, dimensionali ed operativi del set-up sperimentale.

L'apparato sperimentale si compone principalmente dei seguenti elementi:

- il canale di prova, comprensivo della sezione di prova corrugata e riscaldata e di idonei tratti di sviluppo e risviluppo del moto;
- il sistema di illuminazione della sezione di prova, di acquisizione delle immagini termografiche e loro elaborazione;
- il sistema di generazione, controllo e misura della portata d'aria;
- il sistema di misura della distribuzione di pressione statica;
- il sistema di misura delle temperature, mediante termocoppie, per il controllo del regime termico (transitorio o stazionario) e del salto termico dell'aria tra ingresso ed uscita del tratto riscaldata, e mediante film pre-assemblati di cristalli liquidi termocromici da applicare sulla superficie di prova, per la misura della temperatura superficiale;
- il sistema di alimentazione di corrente continua e di misura di voltaggio ed amperaggio;
- i riscaldatori elettrici a piste in rame per l'erogazione del flusso termico dissipato dalla sezione di prova;
- la piastra di calibrazione dei film a cristalli liquidi;
- il sistema di misura della turbolenza del canale liscio.

2.1. Il canale di prova

Partendo dalla ricca letteratura disponibile, si è optato innanzitutto per una geometria piana con sezione rettangolare del condotto, senz'altro la più idonea per simulare lo scambio termico convettivo nei passaggi interni alle pale di turbina. Il parametro geometrico più importante da stabilire è l'*aspect ratio* AR (inteso come rapporto tra larghezza ed altezza del canale) in quanto esso gioca un ruolo fondamentale sulle



caratteristiche fluidodinamiche e termiche del canale corrugato influenzando in modo determinante i moti secondari che si originano. In letteratura (ad esempio [5], [10], [11]), i valori più studiati ricadono nel campo di AR compreso tra 1 e 2 mentre più rari sono gli studi ad alto AR (> 4), tutt'altro che inusuali nei passaggi praticati all'interno delle pale per il loro raffreddamento. Il gruppo di ricerca DIME ha già maturato esperienza e dati sperimentali per $AR = 5$ ([4], [6], [7], [23], [24], [25], [26], [27]); pertanto la scelta progettuale è stata quella di considerare un canale a sezione rettangolare con rapporto larghezza/altezza (AR) pari a 5. In questo modo gli studi pregressi hanno fornito un valido riferimento per le verifiche preliminari del presente apparato di prova.

Per quanto riguarda le dimensioni fisiche del canale, esse sono state imposte come segue:

- larghezza $W = 100$ mm;
- altezza $H = 20$ mm;
- diametro idraulico $D_{hyd} = 33.33$ mm, dove per diametro idraulico si intende il rapporto tra la sezione di passaggio (moltiplicata per quattro) ed il perimetro della sezione.

Lo schema di massima del set-up sperimentale è riportato in Fig. 2.1, dove si evincono i principali componenti dell'impianto ed in particolare la sezione di prova che è composta da un primo tratto corrugato e non riscaldato ed una successiva sezione riscaldata ove sono stati effettuati i rilievi termici con la termografia a cristalli liquidi. Il canale di prova è realizzato in plexiglas: la scelta di questo materiale è dovuta alla sua relativa facilità di lavorazione, modesta deformabilità con la temperatura e ottima trasparenza per l'ispezione della sezione di prova e per l'utilizzo della termografia a cristalli liquidi. Il canale di prova, le cui pareti dei canali hanno uno spessore pari a 10 mm, ad eccezione delle pareti laterali della sezione di prova che presentano uno spessore di 15 mm, e si compone di tre parti:

- il tratto di sviluppo del moto;
- la sezione di prova;
- il tratto di risviluppo del moto.

La continuità del condotto è assicurata da flange di accoppiamento in plexiglas, di spessore complessivo di 30 mm.

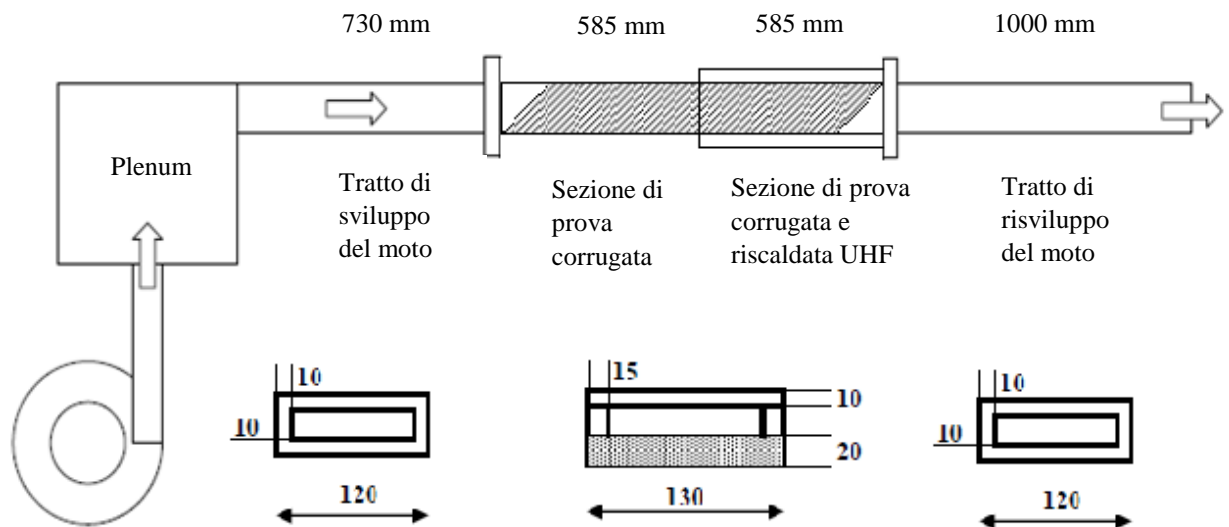


Fig. 2.1: schematizzazione del canale di prova

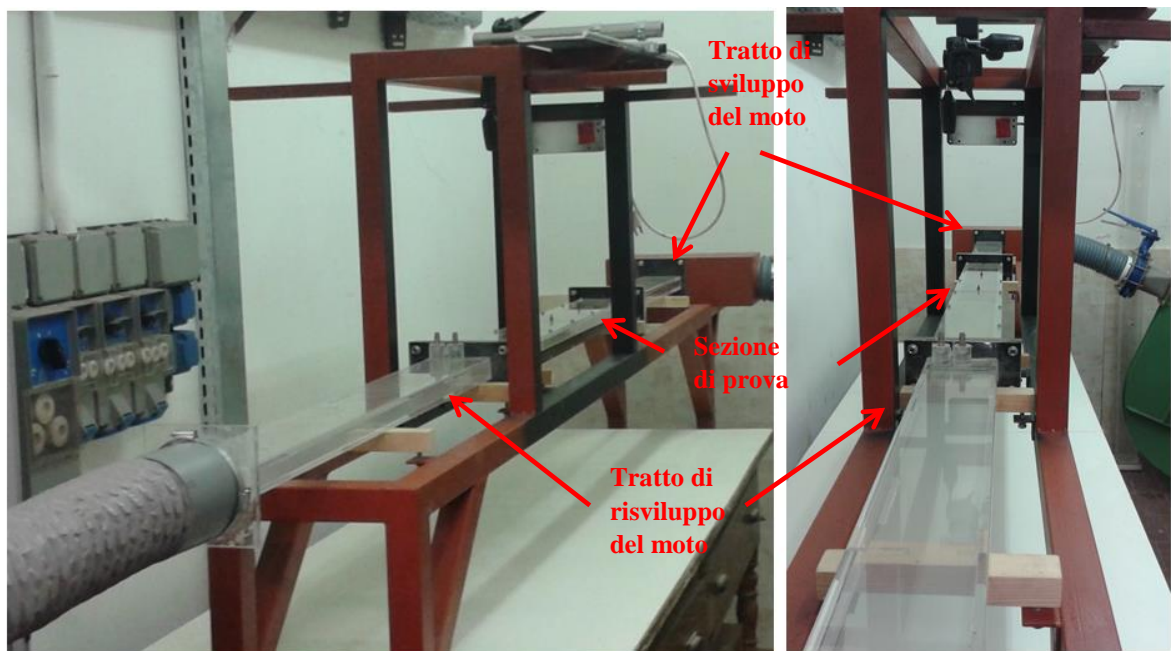


Fig. 2.2: canale di prova con indicazione dei tratti di sviluppo e risviluppo del moto e della sezione di prova

2.1.1. I canali lisci per lo sviluppo e risviluppo del moto

Sono stati predisposti due tratti di canale liscio a monte e a valle della sezione di prova. Il primo tratto, di lunghezza pari a 730 mm ($L_{in} / D_{hyd} = 22$), promuove il pieno sviluppo del moto turbolento, condizione garantita per $L_{in} / D_{hyd} > 10$. Il sovradimensionamento del



canale assicura inoltre che eventuali fluttuazioni e rotazioni residue del flusso in uscita dal ventilatore centrifugo che genera la portata d'aria decadano e che il flusso si uniformizzi.

Il secondo tratto, dedicato al risviluppo del moto in uscita dalla sezione di prova, ha una lunghezza pari a 1000 mm ($L_{out} / D_{hyd} = 30$).

A monte il canale di prova è raccordato al ventilatore mediante una camera di calma (*plenum*) ed un filtro, in modo da uniformare il flusso e smorzare le rotazioni residue provenienti dal ventilatore centrifugo. A valle il condotto è connesso ad un tubo flessibile per l'espulsione dell'aria all'esterno del locale.

2.1.2. La sezione di prova

Il tratto di canale compreso tra il tratto di sviluppo e quello di risviluppo del moto è la sezione di prova, dove sono state effettuate le misure fluidodinamiche (distribuzione della pressione all'interno del canale) e termiche (misura della temperatura superficiale mediante termografia a cristalli liquidi).

Particolare attenzione è stata rivolta all'estensione della sezione corrugata del canale. La maggior parte degli studi di letteratura considera un rapporto lunghezza corrugata e riscaldata L_{rh} (ove concentrare le misure di natura termica) e diametro idraulico (L_{rh}/D_{hyd}) tra 15 e 20; in questo modo si riesce ad analizzare tanto la zona di sviluppo termico (che solitamente risulta interessante per lunghezze pari a 4-5 moduli, dopo i quali la distribuzione del coefficiente di scambio termico si ripete con periodicità nei moduli successivi) quanto quella di completo sviluppo termo-fluidodinamico.

Nel set-up progettato è stata fissata una lunghezza complessiva della sezione di prova pari a $L_{test_section} = 1182$ mm, di cui circa 1170 mm occupata dalle *ribs*. La prima parte della sezione di prova è corrugata (nel caso di configurazione corrugata) e non riscaldata, di lunghezza pari a $L_r = 585$ mm ($L_r/D_{hyd} = 18$) e consta 19 moduli ripetitivi, dove un modulo rappresenta la regione compresa tra due *ribs* inclinate. Tale tratto di canale è dedicato allo sviluppo fluidodinamico del moto di natura periodica: promuove l'instaurarsi delle condizioni fluidodinamiche pienamente sviluppate.

La seconda parte di lunghezza pari a $L_{rh} = 585$ mm ($L_{rh}/D_{hyd} = 18$) è corrugata (pedice “*r*”, *ribbed*) e riscaldata (pedice “*h*”, *heated*), quindi sottoposta a riscaldamento di tipo UHF (*Uniform Heat Flux*). Tale porzione della sezione di prova ospita 16 moduli ripetitivi ed è interessata dalle misure di temperatura superficiale mediante termografia a cristalli



liquidi. Il secondo tratto L_{th} presenta uno scasso di lunghezza pari a 585 mm e larghezza pari a 110 mm, in cui è stato alloggiato il riscaldatore elettrico a piste in rame. Lo scasso presenta una profondità pari a 0.5 mm, in modo da preservare la continuità del canale senza alterazioni nel profilo della parete lambita dal flusso convettivo d'aria. In Fig. 2.3 si può apprezzare il disegno progettuale del basamento della sezione di prova.

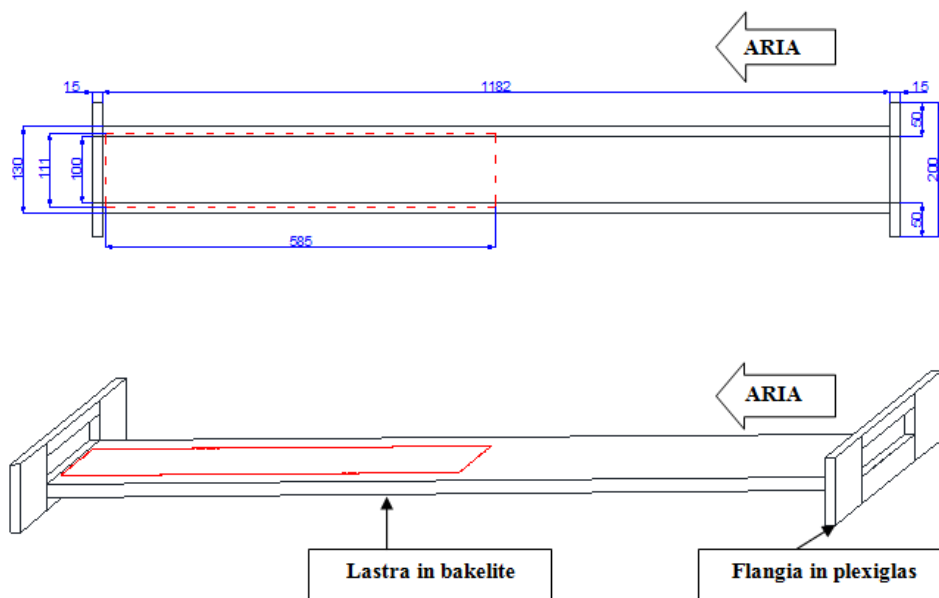


Fig. 2.3: vista dall'alto e assonometrica della sezione di prova, con evidenziato lo scasso per l'alloggio del riscaldatore elettrico

La superficie di base ha una larghezza di 130 mm ed è realizzata in bakelite (materiale dotato di buone caratteristiche termiche: ha bassa conducibilità termica che minimizza il flusso termico disperso dal riscaldatore in direzione sottostante alla sezione di prova ed inoltre è poco deformabile con la temperatura) di spessore pari a 20 mm, mentre le pareti laterali e frontale sono realizzate in plexiglass. Le pareti laterali hanno nel tratto centrale (lungo 1182 mm) uno spessore di 15 mm (invece di 10 mm) per permettere un comodo posizionamento della parete frontale nell'eventualità di una sua frequente movimentazione (ad esempio per pulire la superficie di prova). Per il medesimo motivo, la parete superiore di plexiglass, spessa 10 mm, si compone di due parti affiancate l'una all'altra. In questo modo, nel caso di danneggiamento del tratto di copertura frontale della sezione riscaldata, è possibile ripristinare solo il tratto interessato e non l'intera copertura del tratto centrale di canale.



Il tratto di canale riscaldato è stato opportunamente coibentato con due strati di polistirene espanso estruso, ognuno di spessore pari a 20 mm, nella parte inferiore su quella laterale (Fig. 2.4).



Fig. 2.4: sezione longitudinale della sezione di prova nel tratto riscaldato

La parte frontale è isolata con una lastra mobile di polistirene, spessa 20 mm, che viene rimossa nel momento dell’acquisizione delle immagini termiche e riposizionata successivamente.

In Fig. 2.5 è riportato un particolare della sezione di prova, la cui la parte centrale del condotto è facilmente smontabile per favorire l’inserimento del riscaldatore elettrico (un circuito stampato appositamente realizzato) con piste opportunamente sagomate per l’esecuzione delle prove in canale liscio e in canale corrugato, di cui si tratterà nel successivo Paragrafo 2.6.



Fig. 2.5: particolare del tratto centrale del canale di prova. Le pareti laterali e frontale di plexiglass sono assicurate alla base di bakelite mediante viti passanti



2.1.3. Il sistema di illuminazione della sezione di prova e di acquisizione delle immagini termografiche

La sezione di prova riscaldata è sormontata da un telaio (apprezzabile in Fig. 2.6) ai cui quattro vertici sono posizionati quattro faretti a led (di potenza pari a 10 W e temperatura di colore 3000 K) che garantiscono un’illuminazione uniforme sulla sezione di prova. Sebbene le lampade a led erogino una potenza termica relativamente bassa (se confrontate con le lampade ad incandescenza), la sezione di prova è stata comunque schermata dalla luce nelle fasi in cui non è stata effettuata alcuna acquisizione delle immagini. Il telaio è inoltre dotato di una slitta per il supporto e movimentazione della macchina fotografica (Nikon modello D70, risoluzione delle foto digitali 3000x2000 pixel) utilizzata per l’acquisizione delle immagini termografiche. Per evitare che la luce proveniente dall’ambiente circostante alterasse l’illuminazione della sezione di prova, con riflessioni od ombre, l’intelaiatura è stata schermata con dei teli neri e le foto sono state scattate sormontando la macchina fotografica con un ulteriore telo nero, in modo tale da evitare l’interazione con la luce e potenziali riflessi dall’esterno.



Fig. 2.6: sistema di illuminazione (con quattro lampade a led) della sezione di prova



2.1.4. Le configurazioni di prova e le *ribs*

Come già visto nel precedente capitolo, la ricca bibliografia sull'argomento suggerisce molteplici configurazioni del canale e disposizioni delle *ribs*, ma per l'attuale campagna sperimentale è stato scelto di analizzare le seguenti quattro configurazioni del canale di prova:

- **Configurazione canale liscio:** canale liscio privo di sporgenze;
- **Configurazione standard** (Fig. 2.7a): canale corrugato con sporgenze inclinate di 45° rispetto alla corrente principale, continue e disposte con passo costante all'interno della sezione di prova;
- **Configurazione con *intersecting rib*** (Fig. 2.7b): canale corrugato con sporgenze inclinate di 45° rispetto alla corrente principale, continue e disposte con passo costante all'interno della sezione di prova, e provvisto di un setto longitudinale posizionato in mezzzeria del canale ($y/W = 0.5$);
- **Configurazione con doppio *intersecting ribs*** (Fig. 2.7c): canale corrugato con sporgenze inclinate di 45° rispetto alla corrente principale, continue e disposte con passo costante all'interno della sezione di prova, e provvisto di due setti longitudinali posizionati in corrispondenza di $y/W = 0.33$ e $y/W = 0.66$);

Sono state analizzate due configurazioni standard: entrambe prevedono un canale corrugato solamente da *ribs* inclinate di 45° , ma differiscono per la modalità di riscaldamento della superficie utilizzata. Come verrà successivamente approfondito nel Paragrafo 2.6, sono stati utilizzati due tipi di riscaldatore elettrico a piste in rame, in modo da investigare sperimentalmente l'influenza del riscaldamento della *rib*.

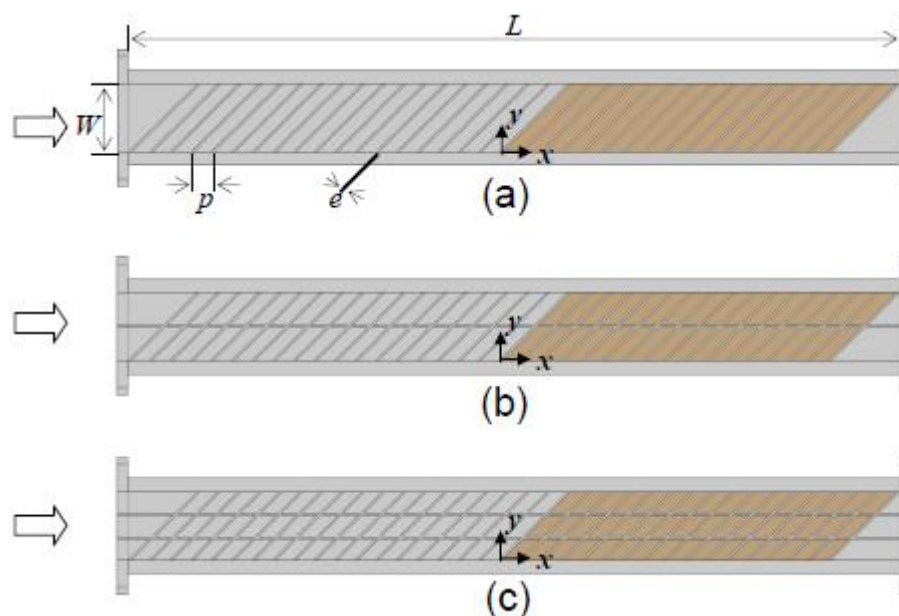


Fig. 2.7: le tre configurazioni della sezione di prova. In alto la configurazione standard (con indicazione della lunghezza del canale corrugato ($L = L_r + L_{rh}$), del passo p e del lato e della *rib* quadrata), al centro la configurazione con *intersecting rib* e in basso la configurazione con doppio *intersecting ribs*

Le sporgenze sono state realizzate tramite stampaggio 3D in VeroClear-RGD810, un fotopolimero rigido, quasi incolore, che offre una stabilità dimensionale comprovata per usi generici e la possibilità di costruire modelli finemente dettagliati, permette di simulare otticamente termoplastiche trasparenti come il polimetilmetacrilato (PMMA) e ha una bassa conducibilità termica ($k = 0.25 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) in modo da considerare le *ribs* praticamente adiabatiche. Quest'ultima caratteristica risulta di fondamentale importanza per la sperimentazione: generalmente, le corrugazioni all'interno delle pale delle turbine a gas hanno la funzione di incrementare la turbolenza del flusso e di aumentare la superficie di scambio termico (funzionalità tipica delle alette). Nella presente campagna sperimentale, le sporgenze, realizzate in materiale a bassa conducibilità, assolvono principalmente la funzione di promotori di turbolenza, per questo motivo lo studio presente è stato incentrato sulle caratteristiche di scambio termico della regione compresa tra una *rib* e quella successiva.

Le *ribs* sono state disposte, mediante un distanziale realizzato *ad hoc* che garantisce che le sporgenze siano equispaziate del passo p , su un solo lato del canale (quello termicamente attivo), per sfruttare al meglio la metodologia dei cristalli liquidi. Inoltre, in



relazione alla ricca bibliografia, che permette di estendere, con buona approssimazione, i risultati ottenuti con una sola parete corrugata possono essere estesi, con buona approssimazione, al caso di due o più pareti corrugate.

In base ad esperienze precedentemente acquisite ([24], [25], [26]), le *ribs* sono state posizionate con un rapporto passo/altezza $p/e = 10$. Numerosi studi, anche recenti, hanno riscontrato come questo valore sia ottimale, in quanto comporta le migliori performance dal punto di vista termo-fluidodinamico, tuttavia è opportuno segnalare che le prestazioni non si alterano sensibilmente nel campo $p/e = 7-15$. Il valore $p/e = 10$ è quindi una buona scelta di compromesso ed è in linea con i recenti studi condotti dal gruppo di ricerca. In particolare, è stata fissata un'altezza di 3 mm per le sporgenze (e quindi una sezione di $3 \times 3 \text{ mm}^2$).

2.2. Il sistema di generazione, controllo e misura della portata d'aria

Il flusso d'aria è stato generato da un ventilatore centrifugo (riportato in Fig. 2.8) azionato da un motore elettrico da 15 kW e regolato mediante inverter (commutatore statico di frequenza). In ingresso al ventilatore è posizionato un dispositivo a contrazione della vena fluida, con prese di pressione statica per la misura della portata. A valle del ventilatore è stata posizionata una camera di calma (*plenum*) appositamente realizzata, la cui funzione è di uniformare il flusso, ridurre la turbolenza e diminuire le fluttuazioni di pressione.

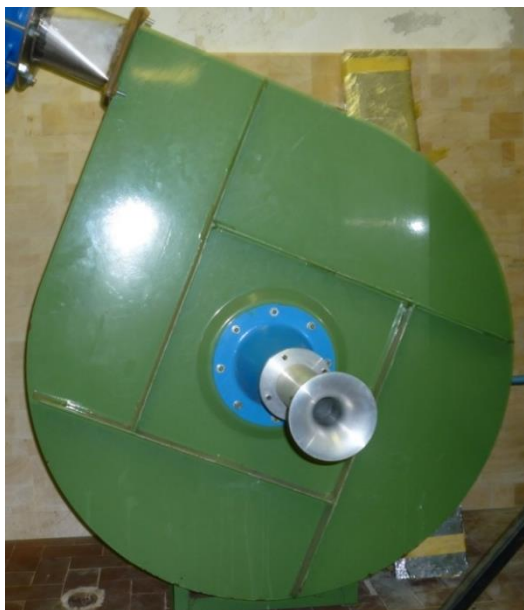


Fig. 2.8: ventilatore utilizzato per generare il deflusso d'aria, con misuratore della portata



È possibile selezionare la portata desiderata mediante l’inverter, che agisce sulla frequenza di rotazione della macchina. Il ventilatore è stato posizionato a monte del canale di prova, il quale ha operato pertanto in pressione.

Come detto, all’aspirazione è presente un dispositivo a contrazione della vena fluida preposto alla misura della portata: in base alla nota equazione di Bernoulli, nota la velocità del flusso aspirato, si risale al valore di portata massica. Infatti, dall’equazione di Bernoulli (Eq. 2.1) si ricava la velocità del flusso aspirato (Eq. 2.2) e quindi la portata massica (Eq. 2.3), inviata nel *plenum* e successivamente nel canale di prova.

$$p_{amb} + \frac{1}{2}\rho v_{amb}^2 = p_g + \frac{1}{2}\rho v_g^2 \quad (2.1)$$

dove il pedice “*amb*” indica le condizioni ambiente, mentre il pedice “*g*” quelle della gola dell’ugello. Essendo trascurabile la velocità dell’aria ambiente, la pressione statica ambiente si può ragionevolmente considerare pari a quella totale dell’ambiente, ovvero $p_{t,amb} = p_{amb}$; la velocità della gola si ottiene mediante misurazioni di pressione statica, che verranno discusse in seguito. Dalle successive due equazioni si può ricavare la portata d’aria evolvente nel canale:

$$v_g [m/s] = \sqrt{\frac{2(p_{amb} - p_g)}{\rho}} \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_{air} [kg/s] = \frac{\pi D_g^2}{4} \rho_{amb} v_g \quad (2.3)$$

dove la densità $\rho_{amb} [kg/m^3]$ è calcolata riferendosi alle condizioni ambiente e $D_g = 40 \text{ mm}$ è il diametro di gola dell’ugello.

Sulla base della portata massica impostata, potrà essere valutato il numero di Reynolds identificativo delle condizioni di portata di ogni singola prova sperimentale e dato dalla seguente relazione:

$$Re = \frac{2 \dot{m}_{air}}{\mu (W+H)} = \frac{\rho v_{in} D_{hyd}}{\mu} \quad (2.4)$$

Dove:

- $\rho [kg/m^3]$ è la densità calcolata alla temperatura media dell’aria nel canale;
- $v_{in} [m/s]$ è la velocità media dell’aria;
- $D_{hyd} = 0.03333 \text{ m}$ è il diametro idraulico del canale liscio;
- $\mu [kg/m \cdot s]$ è la viscosità dinamica calcolata alla temperatura media dell’aria nel canale.



L'intervallo di variazione del numero di Reynolds è stato compreso tra $Re = 10.000-40.000$, tipico delle applicazioni reali.

È stata ricavata la velocità media del flusso, come riportato dall'Eq. 2.5, verificata all'uscita del tratto di risviluppo del moto mediante un tubo di Pitot-Prandtl (Eq. 2.6):

$$v_{in} [m/s] = \frac{\dot{m}_{air}}{\rho_{in} (WH)} \quad (2.5)$$

$$v_{out} [m/s] = C \sqrt{\frac{2 \Delta p_{Pitot}}{\rho_{out}}} \quad (2.6)$$

Dove il coefficiente C tiene conto del rapporto di riduzione velocità media / velocità massima (essendo il tubo di Pitot-Prandtl posizionato in corrispondenza di metà altezza del canale). I due valori in genere hanno presentato scostamenti non superiori al 5%.

2.3. Il sistema di misura della distribuzione di pressione statica

Il design del set-up sperimentale ha previsto la disposizione di alcune prese di pressione statica, la cui finalità è quella di risalire alle perdite di carico del canale. Le prese di pressione sono costituite da piccoli fori collegati a connettori ad attacco rapido e sono stati collegate, tramite tubicini di plastica, ad un manometro digitale Digitron.

Come si può osservare in Fig. 2.9, la sezione di prova è provvista di tre prese di pressione equispaziate nel tratto non riscaldato; inoltre sono presenti una presa di pressione immediatamente a monte della sezione di prova e due prese di pressione affiancate in uscita. In questo modo è stato possibile ricostruire con buona approssimazione il profilo della pressione statica all'interno della sezione di prova. Tale profilo si suppone lineare ad eccezione del tratto iniziale di sviluppo del moto nel caso di studio del canale corrugato (tratto non riscaldato). La Fig. 2.9 mostra un particolare relativo a due prese di pressione statica (ad attacco rapido) posizionate all'uscita del tratto centrale del canale di prova (ovvero a valle della sezione riscaldata).

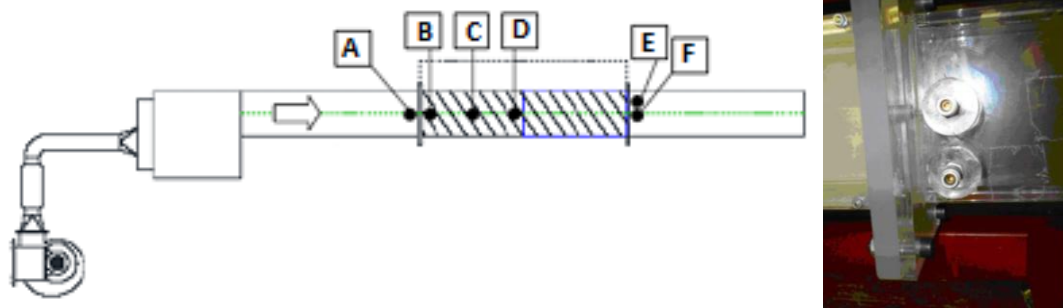


Fig. 2.9: schematizzazione della posizione delle prese di pressione, con a destra l'immagine delle due prese di pressione poste a valle della sezione di prova

2.4. Il sistema di misura della temperatura

2.4.1. Le termocoppie

L'apparato di misura è stato strumentato con termocoppie corazzate con guaina metallica (diametro 0.5 mm), di tipo T (rame-costantana), alcune delle quali con giunto esposto (per una maggiore prontezza ed accuratezza di misura). Sono state utilizzate:

- una termocoppia per la misura della temperatura ambiente T_{amb} , utilizzata per il calcolo della densità ρ_{amb} e quindi della portata massica aspirata dal ventilatore;
- tre termocoppie per la misura della temperatura in ingresso al canale di prova $T_{air,in}$, media matematica dei tre valori;
- due termocoppie per la stima della temperatura in uscita al canale di prova $T_{air,out}$, data dalla media matematica dei due valori (in realtà la temperatura in uscita verrà più correttamente valutata mediante un bilancio termico, come esposto successivamente);
- tre termocoppie per la misura della temperatura all'interfaccia bakelite/isolante, posizionate al di sotto della superficie di base in bakelite del canale di prova e al di sopra dello strato di isolante in polistirene espanso estruso. Esse sono state posizionate in tre postazioni in direzione assiale diverse ed utilizzate per valutare le dispersioni per scambio termico conduttivo al di sotto della sezione di prova e per verificare il raggiungimento delle condizioni di regime termico stazionario;
- una termocoppia per la misura della temperatura all'interfaccia isolante/isolante, posizionata tra i due strati di polistirene espanso estruso;
- una termocoppia per la misura della temperatura all'interfaccia isolante/aria, posizionata al di sotto del secondo strato di polistirene espanso estruso.



Le termocoppie sono state collegate ad un sistema di acquisizione dedicato National Instrument mostrato in Fig. 2.10. Lo strumento è dotato di una morsettiera interna per il collegamento simultaneo di 32 termocoppie, dotate di un termistore, per gruppi di tre termocoppie, per la compensazione della temperatura.



Fig. 2.10: multimetro utilizzato per l’acquisizione dei valori di temperatura

2.4.2. La termografia a cristalli liquidi (*LCT, Liquid Crystal Thermography*)

La temperatura superficiale della superficie di prova (con e senza corrugazioni) è stata determinata mediante la termografia a cristalli liquidi. Un sottile foglio adesivo pre-assemblato ricoperto di cristalli liquidi è stato applicato sul lato della piastra riscaldata esposta al flusso d’aria, per misurare la temperatura locale della parete attraverso l’indicazione del colore esibito dai cristalli liquidi. Il foglio, fornito dall’azienda Hallcrest, è del tipo R30C05W e ha uno spessore complessivo di 0.15 mm: è costituito da uno strato protettivo di mylar trasparente, su cui è applicato uno strato di cristalli liquidi, uno strato di vernice nera ed uno strato di adesivo.

Il range di attivazione dei colori è compreso tra i 30°C e i 35°C, che corrispondono all’inizio della colorazione rossa ed all’inizio della colorazione blu. I cristalli liquidi sono dei composti organici, derivanti da idrocarburi, che hanno particolari proprietà di riflessione selettiva della luce visibile, al variare della temperatura. Infatti, se illuminati da luce bianca, sono in grado di riflettere una sola lunghezza d’onda, di conseguenza un solo colore. Considerando che per una lunghezza d’onda dell’ordine di 0.3 μm si ottiene un colore blu, per lunghezze intorno a 0.75 μm è visibile il colore rosso, e per valori intermedi un colore giallo-verde: la sostanza appare colorata della tonalità della corrispettiva



lunghezza d'onda di riflessione. Tale capacità varia in funzione della temperatura dei cristalli stessi. A temperature più basse, i cristalli riflettono a $\lambda = 0.7 \mu\text{m}$, di conseguenza mostrano un colore rosso; se invece viene aumentata la temperatura, sarà visibile prima il colore giallo, poi verde e infine il blu. All'aumentare della temperatura la lunghezza d'onda di riflessione diminuisce. In Fig. 2.11 è visibile la colorazione graduale assunta dai cristalli al variare della temperatura.

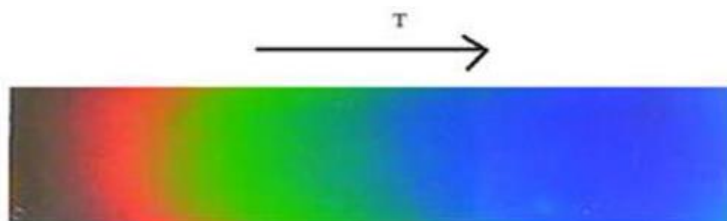


Fig. 2.11: colorazione assunta dai cristalli liquidi al variare della temperatura

Il principale limite dei cristalli liquidi è quello di mantenere il comportamento di riflessione selettiva, in un campo di temperatura molto ridotto, nel presente caso di circa 5°C , al di fuori del quale risultano trasparenti alla radiazione luminosa e quindi inutilizzabili come sensori di temperatura.

Utilizzo dei cristalli liquidi

L'analisi delle immagini ottenute mediante la tecnica dei cristalli liquidi può avvenire mediante lo studio delle componenti *RGB* (*red, green, blue*), individuando il contenuto dei tre colori primari in funzione della temperatura (Fig. 2.12).

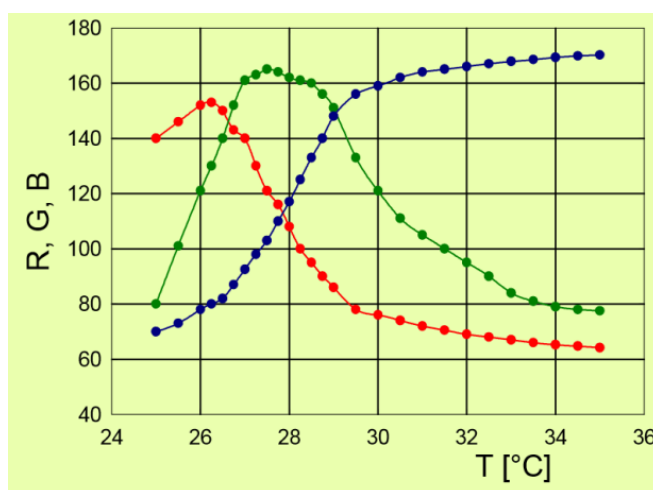


Fig. 2.12: analisi *RGB* al variare della temperatura



Tuttavia, il modo più utilizzato per elaborare le immagini termografiche a cristalli liquidi prevede una conversione dal dominio *RGB* a quello denominato *HSI*, dove:

- *Hue* = Cromaticità
- *Saturation* = Saturazione
- *Intensity* = Contrasto

La cromaticità è indicativa della tonalità di colore, la saturazione della quantità di grigio presente, il contrasto invece della luminosità. La proprietà di principale interesse, che presenta un legame definito con la temperatura, risulta essere la *hue*; questa sola grandezza, infatti, e non le altre, può essere direttamente correlata alla temperatura, come mostrato, a titolo di esempio, in Fig. 2.13. La curva di calibrazione riportata in figura presenta un tratto lineare e ad alta sensibilità (piccole variazioni di temperatura per larghe variazioni di *hue*) nella zona centrale, che rappresenta pertanto il range di cromaticità più idoneo per scopi quantitativi. In questa zona di solito la colorazione dominante è il verde nelle sue varie sfumature. Il rosso si trova nella zona a bassa *T* (e bassa *hue*), mentre il blu è presente nella parte contraddistinta dalle alte *T* ed alti valori di *hue*.

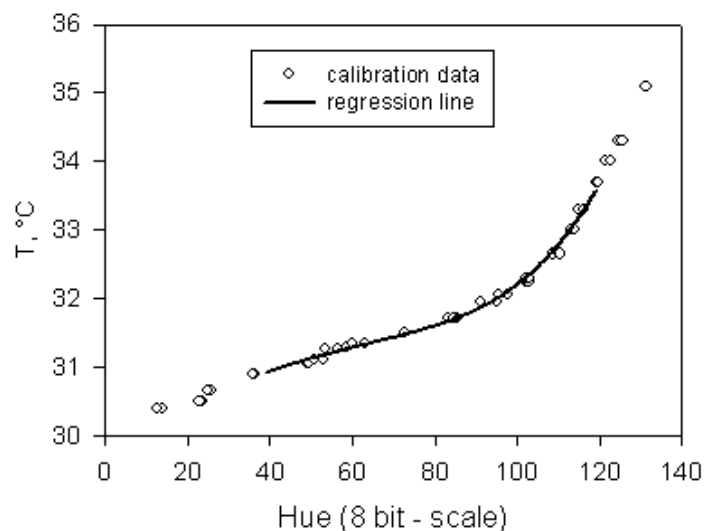


Fig. 2.13: esempio di curva di calibrazione dei cristalli liquidi

Determinando dunque per ogni punto della superficie di interesse, su cui sono applicati i cristalli liquidi, il relativo valore di cromaticità, si riesce dunque a monitorarne la temperatura. L'utilizzo dei cristalli liquidi nella sperimentazione sulle turbomacchine rappresenta un nuovo interessante approccio con notevoli margini di sviluppo. Nella



presente sperimentazione i cristalli liquidi sono stati utilizzati per ricavare il coefficiente di scambio termico con una intrusività molto limitata.

Come detto, i cristalli liquidi sono sensibili in un campo ristretto di temperatura (nel presente caso sono attivi tra 30 e 35°C) al quale corrisponde una colorazione da rosso a blu. L'utilizzo dei cristalli liquidi necessita di una semplice preparazione della superficie (asportazione di impurità per facilitarne l'applicazione) ed è compatibile con la presenza di pareti trasparenti di vetro o di plexiglass. L'analisi si basa su l'utilizzo di macchine fotografiche tradizionali, presentando dunque una risoluzione decisamente più elevata rispetto ad un'indagine con termocamera ad infrarosso.

2.5. Il sistema di alimentazione di corrente continua e di misura di voltaggio ed amperaggio

La corrente in ingresso alla piastra del riscaldatore è fornita mediante un alimentatore Sorensen (150 V max, 2.1 A max) che opera in corrente continua e tramite il quale è possibile regolare la tensione applicata alla pista in rame. Ricordando l'equazione che fornisce la potenza termica dissipata per effetto Joule è:

$$Q_{el} [W] = \Delta V \cdot I \quad (2.7)$$

La strumentazione è completata da voltmetri ed amperometri sia di tipo analogico sia di tipo digitale, preposti alla misura della potenza elettrica dissipata nella resistenza, necessaria per la determinazione del flusso termico convettivo. Tensione e corrente sono stati rilevati mediante un voltmetro digitale Keithley, modello 177, precisione pari a 0.03% del fondo scala + 1 digit per misure, ed un amperometro analogico di classe 0.5, ovvero con errore pari allo 0.5% del fondo scala. La strumentazione disponibile per le misure elettriche è mostrata nella Fig. 2.14.



Fig. 2.14: multimetro Keithley (a sinistra) ed amperometri analogici



2.6. I riscaldatori elettrici a piste in rame

Per la presente sperimentazione è stato necessario creare una superficie isoflusso (*UHF*, *Uniform Heat Flux*) lambita dalla corrente d'aria evolvente nel canale. Per tale scopo sono stati progettati dei riscaldatori elettrici a piste in rame, allocati sulla superficie di base in bakelite della sezione di prova, nello scasso di profondità pari a 0.5 mm, descritto nel Paragrafo 2.1.2. I riscaldatori sono stati realizzati in vetronite, dove su un lato sono state depositate le piste in rame, il cui infittimento garantisce un riscaldamento uniforme della superficie coperta dalle piste stesse, mentre sul lato opposto è stato invece posizionato il foglio di cristalli liquidi, spesso circa 0.15 mm e provvisto di adesivo per un perfetto contatto termico. In Fig. 2.15 è riportata una schematizzazione della sezione di prova, dalla quale si evince il posizionamento del riscaldatore nello scasso realizzato nel basamento in bakelite. Il primo tratto, di lunghezza $L_r = 585$ mm, è predisposto allo sviluppo del moto di natura periodica (nel caso di canale corrugato). Nel secondo tratto, di lunghezza $L_{rh} = 585$ mm, è stato alloggiato il riscaldatore elettrico a piste in rame (per creare la superficie isoflusso), al di sopra del quale è stato applicato il foglio di cristalli liquidi per la determinazione della temperatura superficiale. Infine, nel caso di canale corrugato, le *ribs* sono state applicate al di sopra del film di cristalli liquidi.

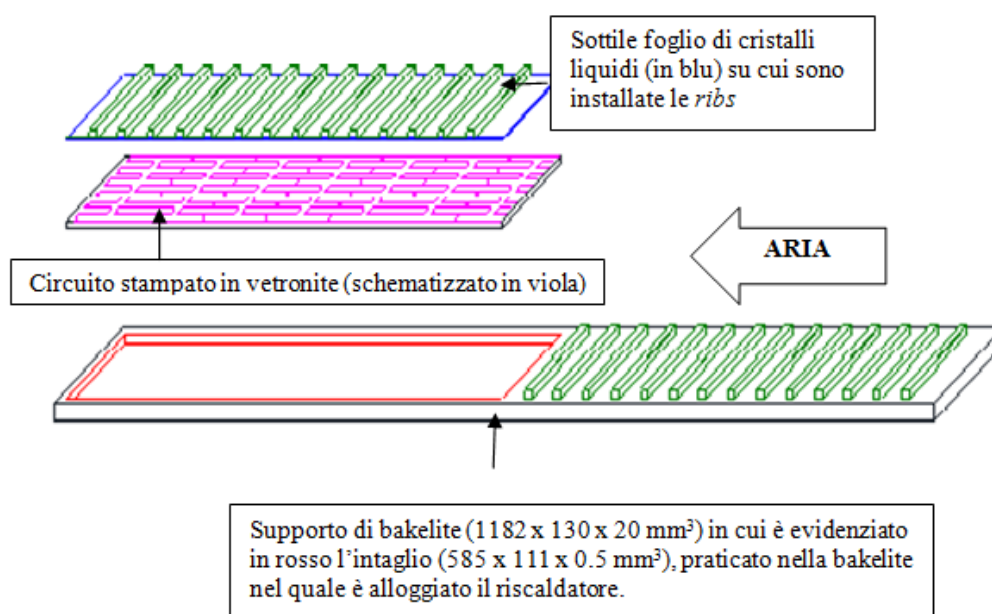


Fig. 2.15: schematizzazione della sezione di prova e dell'assemblaggio riscaldatore + film pre-assemblato di cristalli liquidi



Sono stati realizzati due diversi tipi di circuito in funzione della diversa tipologia di prova. Nel caso di prove in canale liscio, il riscaldatore presenta le piste in rame uniformemente distribuite su un'area di forma rettangolare, come mostrato nelle Fig. 2.16 e 2.17. Nel caso delle prove in presenza delle sporgenze inclinate, il riscaldatore presenta le piste su 16 settori a forma romboidale (di altezza pari a 100 mm e larghezza pari a 25.76 mm), identici tra loro e collegati in serie (Fig. 2.19).

Come si può apprezzare dalle Fig. 2.16-2.17, il riscaldatore utilizzato per le prove in canale liscio ha una copertura (area coperta dalle piste elettriche) di forma rettangolare che si estende lungo la dimensione ($L_{th} = 585$ mm) che corrisponde alla regione della sezione di prova evidenziata in rosso nella Fig. 2.15. La pista elettrica è depositata sulla superficie a forma di “greca” e corre in senso verticale lungo il lato corto del riscaldatore ($W = 100$ mm). Il supporto in vetronite ha una lunghezza di 585 mm, una larghezza di 110 mm e uno spessore di 0.55 mm.

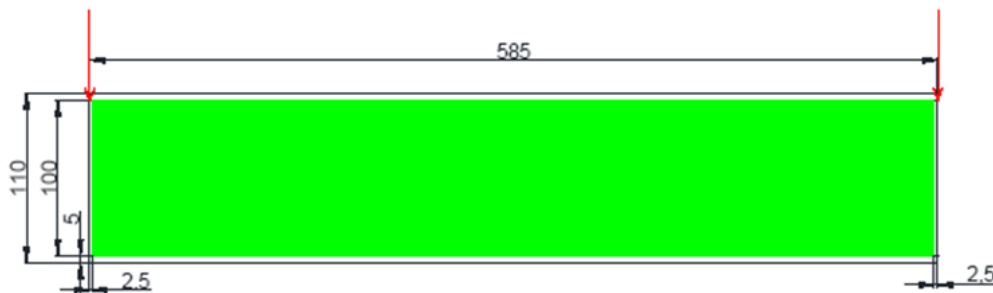


Fig. 2.16: progetto esecutivo del riscaldatore per le prove in canale liscio, misure riportate in [mm], le frecce rosse indicano la posizione dei morsetti per l'alimentazione



Fig. 2.17: circuito stampato per le prove in canale liscio, nell'immagine a destra si riporta il particolare della pista



Per le prove termiche in canale corrugato, il riscaldatore è stato sagomato in modo opportuno e tale da erogare il flusso termico unicamente nelle regioni di superficie tra una *rib* e quella successiva, senza alimentare direttamente la superficie sottostante ad ogni singola *ribs* (Fig. 2.18-2.19). Questa soluzione, molto onerosa dal punto di vista dei costi, è del tutto innovativa (non ci sono riscontri simili in letteratura) e permette di erogare il flusso termico elettrico unicamente dove serve (nelle regioni *inter-ribs*) con possibilità di errore nella stima del flusso termico specifico erogato nella zona *inter-rib* praticamente ridotte a zero. La pista elettrica è disposta a forma di “greca” nella sola zona rappresentata in verde di Fig. 2.18. Le zone in corrispondenza delle *ribs* (di larghezza pari a 4.24 mm lungo la direzione assiale del riscaldatore) presentano brevi tratti di raccordo della pista tra un modulo e l’altro, per garantire continuità elettrica. A monte e valle dei 16 moduli ci sono due ampie zone triangolari non coperti da pista. Anche per il riscaldatore sagomato, il supporto in vetronite ha una lunghezza di 585 mm e una larghezza di 110 mm. Sono stati realizzati quattro esemplari di riscaldatore sagomato, di cui due di spessore 0.45 mm e due di spessore 0.55 mm.

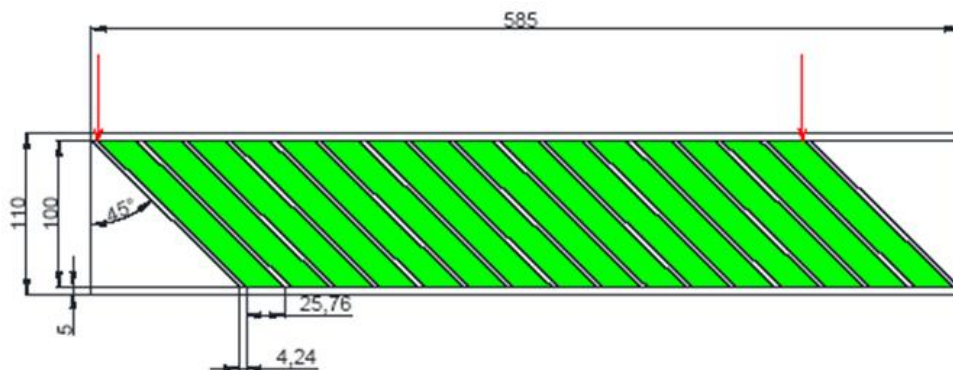


Fig. 2.18: progetto esecutivo del riscaldatore per le prove in canale corrugato, misure riportate in [mm], le frecce rosse indicano la posizione dei morsetti per l'alimentazione



Fig. 2.19: circuito stampato per le prove in canale corrugato, nell’immagine a destra si riporta il particolare della pista

2.6.1. Dimensionamento del circuito stampato

Di seguito viene descritta la progettazione della superficie isoflusso, aspetto di fondamentale importanza per la sperimentazione in esame in quanto rappresenta il fattore caratterizzante dell’esperienza presentata. Come precedentemente esposto, tale superficie è costituita da un circuito stampato realizzato *ad hoc* formato da una sottile lastra di vetronite (conducibilità termica $k = 0.3 \text{ W/m}\cdot\text{K}$) dotata di una resistenza in rame depositata sulla faccia inferiore.

Le caratteristiche dimensionali del circuito stampato devono rispondere a determinate specifiche: prima di tutto lo spessore della lastra di vetronite deve essere tale da permettere l’uniformità, a meno di uno scostamento dell’1%, del flusso termico dissipato sul lato opposto alla pista (quello sul quale sono incollati i cristalli liquidi, a contatto con la corrente convettiva del *mainstream*). Per contro, il medesimo spessore deve essere anche sufficientemente contenuto per inibire fenomeni di conduzione tangenziale durante gli esperimenti, che potrebbero indurre errori non trascurabili sulla stima del coefficiente di scambio termico locale.

La resistenza complessiva della pista è valutata tramite l’espressione:

$$R [\Omega] = \frac{\rho_{rame} \cdot L_{pista}}{A_{pista}} \quad (2.8)$$

Dove:

- $\rho_{rame} = 1.6 \cdot 10^{-8} \text{ }\Omega\cdot\text{m}$ è la resistività del rame;
- $L_{pista} [\text{m}]$ è la lunghezza complessiva della pista;
- $A_{pista} [\text{m}^2]$ è la sezione della pista.



Tale resistenza deve essere compresa tra 20 e 50 Ω ; valore che permette di sfruttare al meglio le caratteristiche dell'alimentatore stabilizzato di corrente continua disponibile.

Sulla base delle precedenti misure in canali corrugati effettuate in canali con caratteristiche simili a quello progettato per l'attuale sperimentazione ([4], [6], [7], [23], [24], [25], [26], [27]), la potenza massima stimata da erogare con l'alimentatore è risultata essere, per $Re = 36.000$, pari a $Q_{el} = 85$ W, con coefficienti di scambio termico locale dell'ordine di 200 W/m²·K e flussi termici specifici previsti entro i 3000 W/m².

Nel presente progetto, si è voluto ipotizzare un h massimo (anche in seguito alle tecniche di ottimizzazione che verranno utilizzate) di 250 W/m²·K, cui compete, tenendo conto dell'area di scambio termico e delle differenze di temperatura tra cristalli liquidi e aria (al massimo di 15 K), un flusso termico convettivo pari a 155 W (ovvero 3750 W/m²). La superficie di scambio è stata così calcolata:

$$A_{heated} [m^2] = N_{moduli} \cdot W \cdot T \quad (2.9)$$

Dove:

- $W = 100$ mm è l'altezza di ogni modulo (in riferimento alla Fig. 2.19);
- $T = 25.8$ mm è la larghezza dell'*inter-rib*;
- $N_{moduli} = 16$ è il numero di moduli romboidali.

Il flusso elettrico dissipato eccede di solito del 10% quello convettivo in quanto in parte viene dissipato per conduzione e irraggiamento; per cui è stato considerato un $Q_{el,max}$ di progetto leggermente sovradimensionato e pari a 170 W. Occorrerà perciò che la resistenza del circuito stampato permetta di erogare la potenza massima desiderata, tenendo conto delle caratteristiche dell'alimentatore utilizzato (ad esempio, se la resistenza R fosse troppo piccola, ad esempio $R = 5$ Ω , anche sfruttando l'intera caratteristica in corrente dell'alimentatore (4 A), si otterrebbe un $\Delta V = 20$ V e di conseguenza $Q_{el,max}$ di appena 80 W). Durante la progettazione del riscaldatore, sono stati presi in considerazione sia aspetti termici (spessore ottimale della vetronite per uniformare il flusso termico all'interfaccia solido/fluido senza promuovere eccessivi flussi conduttivi tangenziali) che elettrici (resistenza complessiva della pista tale da permettere l'imposizione delle potenze massime che si suppone siano richieste in fase di esecuzione delle prove più gravose).

Come evidenziato in Fig. 2.19, le piste dovranno coprire le zone in verde, e formare quindi una successione di 16 moduli di forma romboidale, collegati in serie e distanziati da un gap, largo 3 mm in direzione normale all'asse della *rib* (ovvero 4.26 mm nella direzione



del flusso principale), corrispondente alla posizione delle sporgenze, che risulteranno così non riscaldate. In Fig. 2.20 è riportata una schematizzazione della disposizione della pista elettrica in quattro moduli romboidali.

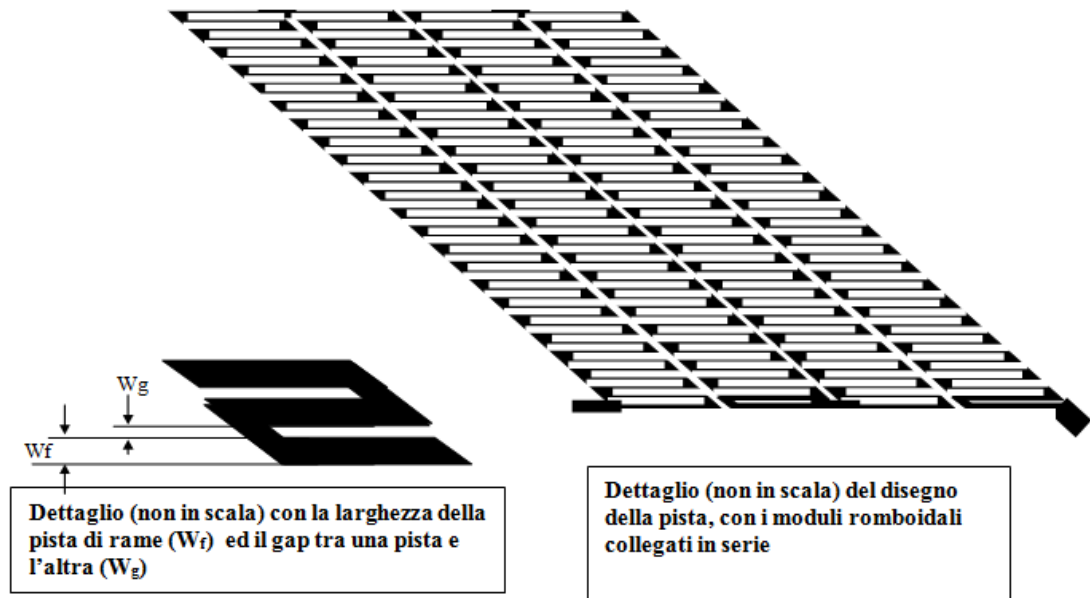


Fig. 2.20: dettaglio non in scala della disposizione della pista elettrica di quattro moduli romboidali

Per un corretto dimensionamento del riscaldatore, occorre una scelta accurata dei principali parametri che risultano essere:

- la larghezza della pista W_f ;
- la larghezza del gap tra una pista e l'altra W_g ;
- lo spessore della lastra di vetronite S ;
- lo spessore del deposito di rame S_f ;
- il numero di piste N_p distribuite lungo l'altezza $W = 100$ mm di ogni modulo.

Il primo elemento di valutazione è costituito dallo spessore S minimo della vetronite che permette l'uniformità del flusso termico sulla faccia della lastra opposta alla pista di rame. A tale scopo è stato realizzato un modello alle differenze finite che permette la risoluzione del seguente problema termico (Fig. 2.21).

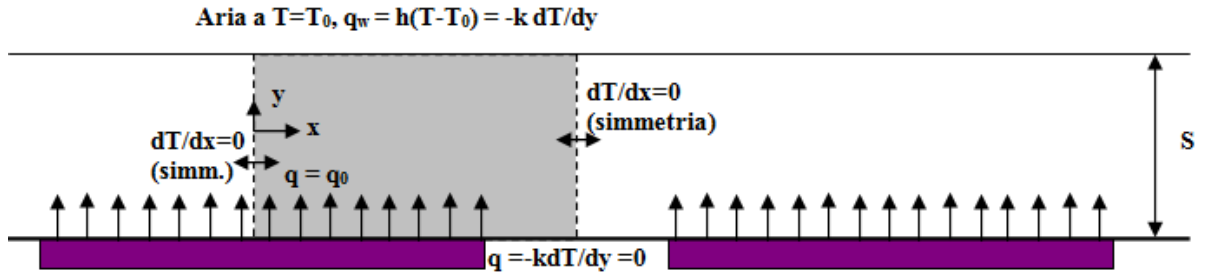


Fig. 2.21: modello alle differenze finite schematizzante il problema in esame

Il volume di controllo 2D (in grigio), include la zona della lastra di vetronite racchiusa tra le due linee di simmetria (corrispondenti alle normali in mezzeria di pista, in viola, e del gap). L'equazione da risolvere è la classica:

$$\frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 T(x,y)}{\partial y^2} = 0 \quad (2.10)$$

con le condizioni al contorno di flusso imposto (*UHF, Uniform Heat Flux*):

- $q = q_0$ lato pista ($y = 0$);
- $q = 0$ lato gap ($y = 0$);
- $dT/dx = 0$ lungo le superfici di simmetria e $-k(dT/dy) = h(T-T_0)$ sulla faccia opposta alla pista ($y = S$); ove T_0 è la temperatura dell'aria e h il coefficiente di scambio termico convettivo.

T_0 ed h vengono posti costanti e pari a valori tipici dell'esperimento (ad es. $T_0 = 20^\circ\text{C}$ e $h = 50\text{-}200 \text{ W/m}^2\cdot\text{K}$). Il coefficiente h viene posto costante in quanto lo scopo della simulazione è esclusivamente quello di verificare se le linee di flusso si uniformano efficacemente sulla superficie $y = S$, creando effettivamente, a meno di un piccolo scostamento percentuale (ad es. $\pm 1\%$), una condizione di flusso termico q_w uniforme, nonostante l'alternanza di pista e gap sul lato opposto.

Le simulazioni devono essere condotte col vincolo che la resistenza R sia circa $20\text{-}30 \Omega$, ovvero:

$$R = \frac{\rho_{rame} \cdot L_{pista}}{A_{pista}} \approx 20 - 30 \Omega \quad (2.11)$$

dove ρ è la resistività del rame $= 1.6 \cdot 10^{-8} \Omega\cdot\text{m}$, e la lunghezza della pista L_{pista} è data da:

$$L_{pista}[\text{m}] = N_{moduli} \cdot N_p \cdot T \quad (2.12)$$

Dove:

- $N_{moduli} = 16$ è in numero di moduli romboidali;



- N_p è il numero di piste distribuite lungo l'altezza;
- $T = 25.8$ mm è la larghezza dell'*inter-rib*.

La sezione trasversale del deposito in rame A_{pista} è valutata come segue:

$$A_{pista}[m^2] = W_f \cdot S_f \quad (2.13)$$

Le simulazioni della conduzione termica 2D nel modulo in Fig. 2.21 hanno evidenziato che un aumento di h o una riduzione di S tendono a peggiorare l'uniformità del flusso q_w a causa della riduzione della resistenza termica interposta tra la pista e l'aria; in queste circostanze si osserva un progressivo allineamento delle linee di flusso lungo la direzione y , creando un “vuoto” in corrispondenza del gap, dove il flusso termico a parete (per $y = S$) tende ad essere inferiore. Inoltre, per un assegnato valore di h , lo spessore S ottimale tende ad essere pari al 120-130% del valore della larghezza del gap W_g , qualunque sia il valore della larghezza della pista W_f . Il rapporto W_f/W_g non condiziona le escursioni tra valore minimo e massimo del q_w a parete ma influenza il numero di *spot* freddi: in pratica, maggiore è W_f/W_g e minore è la regione in cui vi sono le riduzioni di q_w dovute alla presenza del gap tra una pista e l'altra. In prima analisi si è portati quindi a pensare di minimizzare W_g (per poter conseguentemente ridurre S) e massimizzare W_f (per ridurre il numero di postazioni anomale). Tuttavia, W_f è legato alla sezione A_{pista} e condiziona anche il numero N_p di piste (maggiore è W_f e minore è N_p).

Ad esempio, se si considera una larghezza di pista $W_f = 3$ mm ed un gap $W_g = 0.2$ mm, per coprire l'altezza $W = 100$ mm del modulo occorrono 31 piste ($N_p = 31$), e L_{pista} e R risultano:

$$L_{pista} = 16 \cdot 31 \cdot 0.0258 = 12.8 \text{ m} \quad (2.14)$$

$$R = \frac{1.6 \cdot 10^{-8} [\Omega \cdot m] \cdot 12.8 [m]}{0.003 [m] \cdot 9 \cdot 10^{-6} [m]} = 7.6 \Omega \quad (2.15)$$

avendo ipotizzato il minimo spessore $S_f = 9 \mu m$ del deposito di rame.

Tale valore di R risulta troppo piccolo, non potendo agire su S_f , già portato al limite inferiore, occorre pertanto ridurre W_f che determina una riduzione di A_{pista} (al denominatore) ed un aumento di N_p (al numeratore).

Dopo numerosi calcoli, la miglior soluzione di compromesso si è realizzata con:

- spessore $S_f = 9 \mu m$, valore minimo del deposito sulla base delle indicazioni della ditta esecutrice del circuito stampato;



- spessore S della vetronite tra 0.4 mm e 0.6 mm, sono stati realizzati più prototipi con spessori ricadenti in questo campo;
- larghezza della pista $W_f = 1.8$ mm;
- larghezza del gap tra una pista e l'altra $W_g = 0.15$ mm;
- numero piste $N_p = 51$;
- lunghezza della pista $L_{pista} = 16 \cdot 51 \cdot 0.0258 = 21.1$ m;
- sezione della pista $A_{pista} = 0.0018 \cdot (9 \cdot 10^{-6}) = 16.2 \cdot 10^{-9}$ m²;
- resistenza elettrica $R = 1.6 \cdot 10^{-8} \cdot 21.1 / (16.2 \cdot 10^{-9}) = 20.8$ Ω , valore ritenuto accettabile in quanto, imponendo una corrente di 3 A, si otterrebbe un voltaggio di 62.5 V ed una potenza elettrica di 187.5 W, superiore ai 170 W precedentemente stimati come $Q_{el,max}$.

In base ai calcoli numerici della conduzione 2D all'interno della vetronite, per spessori S pari a 0.4 mm e 0.6 mm, le fluttuazioni di q_w all'interfaccia solido/fluido ($y = S$) sono riportate nella seguente Tab. 2.1 (tra parentesi, lo scostamento, in eccesso o difetto, rispetto al valor medio).

Tab. 2.1: flussi termici calcolati all'interfaccia solido/fluido, sulla base di diverse condizioni al contorno

Condizioni al contorno	S = 0.4 mm		S = 0.6 mm	
	$Q_{w,min}$ (W)	$Q_{w,max}$ (W)	$Q_{w,min}$ (W)	$Q_{w,max}$ (W)
$h = 50$ W/m ² ·K, $Q_{w,medio} = 464.8$ W	462.5 (-0.51%)	466.7 (+0.39%)	463.7 (-0.24%)	465.8 (+0.20%)
$h = 100$ W/m ² ·K, $Q_{w,medio} = 929.6$ W	920.7 (-0.96%)	936.5 (+0.74%)	925.5 (-0.45%)	933.3 (+0.39%)
$h = 200$ W/m ² ·K, $Q_{w,medio} = 1859.4$ W	1826.7 (-1.75%)	1883.9 (+1.32%)	1844.1 (-0.82%)	1872.5 (+0.71%)

In definitiva si evince che per spessori del supporto di vetronite compresi tra 0.4 e 0.6 mm la condizione isoflusso, con i valori di W_g , W_f e S_f impostati, si ritiene che possa essere rispettata entro l'1-1.5%.



2.7. La piastra di calibrazione dei cristalli liquidi

L'impiego dei cristalli liquidi presuppone la conoscenza accurata della relazione tra l'indice di colore (cromaticità o *hue*) e la temperatura superficiale.

A questo proposito è stato progettato un set-up di calibrazione dei cristalli liquidi, al fine di trovare la relazione tra queste due grandezze e poter quindi, nel corso delle prove termiche in canale, associare direttamente la temperatura superficiale al colore. Per effettuare l'esperimento di calibrazione è stata progettata e realizzata una piastra in rame, contenente diversi fori (ciechi e passanti) per la misura della temperatura superficiale mediante termocoppie di tipo T, connessa su una faccia ad un riscaldatore elettrico piano e provvista, sulla faccia opposta, di un foglio a cristalli liquidi dello stesso tipo di quelli che verranno poi impiegati nelle prove in canale. Il rame è stato scelto per le sue ottime caratteristiche termiche: poiché si desidera realizzare una superficie isoterma, occorre infatti che il materiale sia dotato di una conducibilità termica molto elevata, in modo da smaltire in modo uniforme il flusso elettrico erogato dal riscaldatore.

La piastra di calibrazione in rame è stata realizzata in rame di dimensioni di base di 205 mm x 102 mm e di spessore 12 mm, ed è provvista di sette fori ciechi, disposti a croce (un foro centrale e gli altri verso la periferia nelle due direzioni), per la misura della temperatura in postazioni più prossime alla superficie, dove è prevista l'applicazione del foglio a cristalli liquidi. Sui cristalli liquidi è appoggiata una lastra di plexiglass identica a quella di cui è dotata, frontalmente, la sezione di prova riscaldata. In Fig. 2.22 è riportato il progetto esecutivo della piastra di calibrazione.



Pista di Kapton (disponibile): dimensioni 205 x 102 mm, resistenza nominale 6.5 Ohm

vista dal lato liscio (opposto alla scritta “MINCO” stampata)

Nelle 5 posizioni **rosse**: fori da 0.7mm a partire dal teflon sino a 1mm circa dalla superficie esterna del rame (quindi ciechi nel rame, per la misura di temperatura sottopelle)

Nelle 2 posizioni **verdi**: fori passanti da 0.7mm (teflon+riscaldatore+rame)

Per comodità di inserimento, sul lato teflon i fori possono essere anche da 1mm

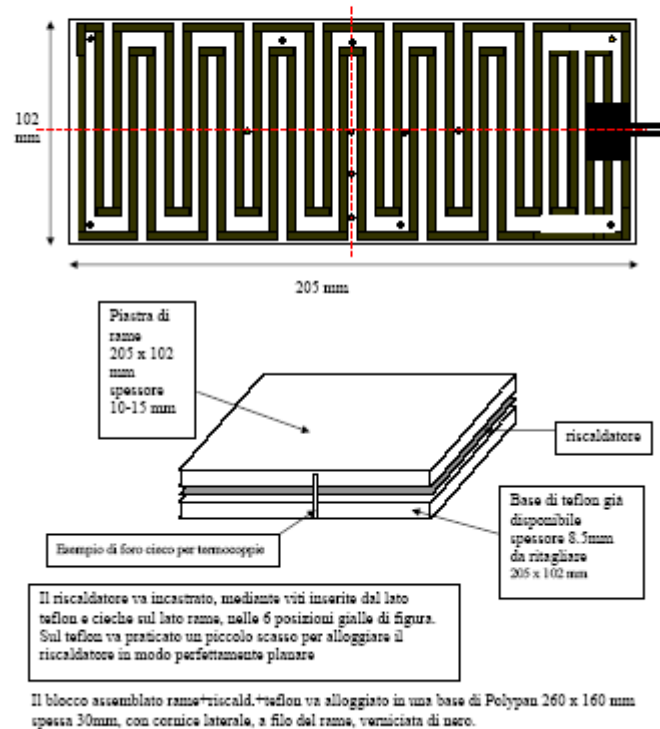


Fig. 2.22: progetto esecutivo della piastra di calibrazione

La piastra è stata riscaldata elettricamente mediante l'erogazione di corrente continua ad un riscaldatore piano collocato a contatto con la base della piastra; tutti i restanti lati, ad eccezione della parete frontale con cristalli liquidi e plexiglass, sono isolati con polistirene, in modo da promuovere uniformità di temperatura nel rame.

In Fig. 2.23 è visibile la piastra di calibrazione prima dell'applicazione del foglio a cristalli liquidi. Nella successiva Fig. 2.24, viene mostrata la piastra di calibrazione posizionata in corrispondenza della sezione di prova, in modo da riprodurre condizioni di illuminazione analoghe a quelle previste nell'esperimento reale. Le sette termocoppie usate per la misura della temperatura nel rame sono state pre-calibrate nel campo da 20 a 40°C utilizzando un bagno termostatico, un giunto freddo elettronico a 0°C ed un termometro campione. La precisione è risultata dell'ordine di 0.1°C, con scostamenti da una termocoppia all'altra in generale inferiori a 0.1°C.

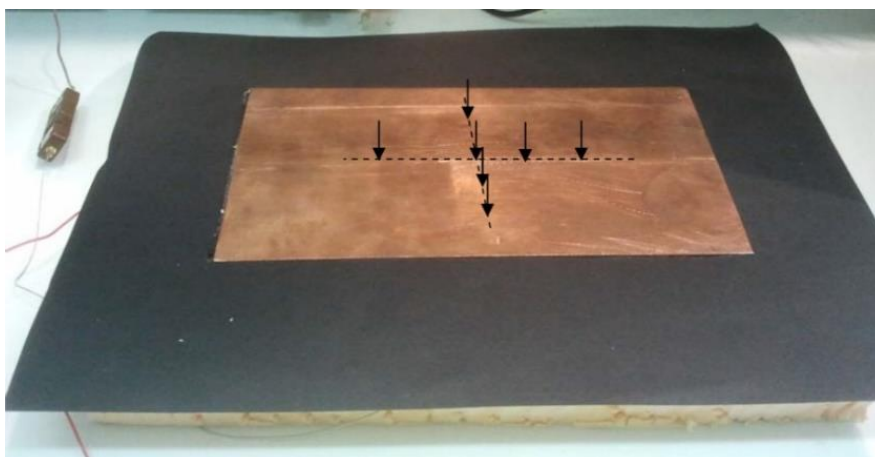


Fig. 2.23: piastra di calibrazione con indicazione della posizione delle sette termocoppie

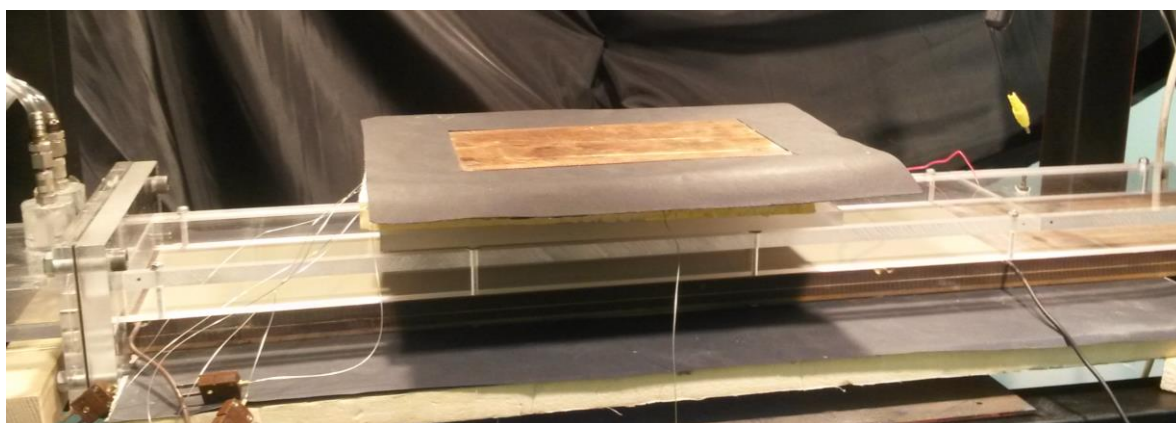


Fig. 2.24: posizionamento della piastra di calibrazione in corrispondenza della sezione di prova

2.8. Il sistema di misura della turbolenza del canale liscio

Mediante una sonda anemometrica a filo caldo, è stata misurata la turbolenza del flusso all'uscita del canale di prova, al variare del numero di Reynolds ($Re = 10.000, 20.000, 30.000$ e 40.000). Tale misura si è resa necessaria per la presenza del ventilatore posto a monte del canale di prova (e quindi canale in pressione anziché in depressione) che, nonostante la camera di calma ed un filtro interposto tra camera di calma e canale rettangolare, si suppone possa provocare una turbolenza significativa all'ingresso della sezione di prova. È stata utilizzata una sonda *constant temperature hot-wire* Dantec 55P11, in grado di valutare le fluttuazioni temporali di velocità rispetto al valor medio. La sonda è stata posizionata in corrispondenza del foro predisposto per l'alloggiamento del tubo di Pitot-Prandtl. L'*hot-wire* è stato movimentato e posizionato a tre diverse altezze,



rispettivamente $z/H = 0.25, 0.5, 0.75$. I valori di tensione in uscita dall'anemometro sono stati campionati utilizzando un sistema di acquisizione Metrabyte DAS 58. La sonda è stata precedentemente tarata mediante un ugello pre-calibrato e l'equazione caratteristica (Legge di King) dell'*hot-wire* per il calcolo del valor medio di velocità è risultata essere:

$$v_{out} [m/s] = \frac{0.49\sqrt{E^2 - 7.73}}{3.13} \quad (2.16)$$

Dove:

- $v_{out} [m/s]$ è il valor medio della velocità misurata dalla sonda nel punto di misura;
- $E [V]$ è la tensione acquisita in fase di misura.

Tramite elaborazione dei dati, sono state quantificate le fluttuazioni temporali ($v'(t)$) rispetto al valor medio (v_{out}) ed è quindi stata valutata l'intensità di turbolenza del flusso:

$$Tu [\%] = 100 \cdot \frac{\overline{v'(t)}}{v_{out}} \quad (2.17)$$



Capitolo 3 - Modalità ed elaborazione delle prove sperimentali

3.1. Le modalità di prova

In questo capitolo vengono descritte le modalità di esecuzione delle attività sperimentali condotte in canale liscio e corrugato.

Il primo passo dell'attività sperimentale ha riguardato la calibrazione dei cristalli liquidi, tecnica diagnostica di misura della temperatura superficiale della superficie di prova. Successivamente sono state eseguite misure delle prestazioni aero-termiche, testando quattro configurazioni del canale di prova.

3.1.1. La calibrazione dei cristalli liquidi

La calibrazione dei cristalli liquidi ha permesso di ricavare la correlazione tra l'indice di colore (cromaticità o *hue*) e la temperatura. La piastra in rame con la quale è stata eseguita la calibrazione è stata descritta nel precedente capitolo. Come già detto, tale piastra è stata posizionata esattamente nella postazione occupata dalla sezione di prova per gli esperimenti di scambio termico, e la fotocamera utilizzata per acquisire le immagini termografiche è stata montata in posizione perpendicolare alla superficie della piastra. La calibrazione è stata svolta su più giorni e in diverse condizioni di lavoro, al fine di verificare che le condizioni ambientali non inficiassero sui risultati e di accertare l'eventuale influenza del posizionamento della fotocamera e dei quattro faretti di illuminazione a led (temperatura di colore 3000 K, potenza individuale 10 W). Avendo accertato un effetto non trascurabile (0.2-0.5 K a parità di *hue*) legato alla disposizione di fotocamera e faretti, è stata stabilita una posizione ottimale degli stessi da lasciare immutata nelle fasi di calibrazione e di esecuzione delle prove sperimentali.

Le prove di calibrazione sono state eseguite fornendo alla piastra di calibrazione un flusso termico noto e dissipato per effetto Joule:

$$Q_{el} [W] = \Delta V \cdot I \quad (3.1)$$

Mediante le termocoppie allocate nella piastra di calibrazione è stata monitorata la temperatura della piastra. Il flusso termico è stato variato al fine di ottenere temperature superficiali nel range 30.7-35.2°C, al quale è stato associato il range di cromaticità 5-120.



Sono state quindi acquisite le immagini termografiche mediante la fotocamera e successivamente elaborate per ricavare il valore medio di cromaticità da associare al valore di temperatura. Tramite un apposito software, si è potuto assegnare ad ogni pixel un array di 24 bit che lo rappresentasse in termini di contenuto RGB (*Red, Green, Blue*) (8 bit per il rosso, 8 per il verde e altrettanti per il blu), per poi eseguire la conversione nel dominio HSI (*Hue, Saturation, Intensity*) e ottenere come output le seguenti informazioni:

- valore di cromaticità (*hue*) massima, minima e media;
- deviazione standard;
- saturazione;
- intensità.

È stato considerato il valore medio di cromaticità su una porzione della superficie della piastra, avendo ipotizzato quest'ultima ragionevolmente isoterma, grazie alle ottime proprietà conduttive del rame.

In Fig. 3.1 sono riportate tre immagini termografiche ottenute durante l'esperimento di calibrazione, dove la temperatura cresce da sinistra verso destra.



Fig. 3.1: immagini termografiche ottenute durante la fase di calibrazione

È stato quindi eseguito il *fit* dei dati sperimentali tramite una regressione polinomiale di grado quattro:

$$T [^{\circ}C] = 30.64 + 4.3 \cdot 10^{-3} \cdot hue + 9.34 \cdot 10^{-4} \cdot hue^2 - 1.92 \cdot 10^{-5} \cdot hue^3 + 1.18 \cdot 10^{-7} \cdot hue^4 \quad (3.2)$$

con un errore standard pari a 0.057 K e un coefficiente di correlazione pari 0.99901. Il polinomio così ottenuto è stato utilizzato nella fase di post-processing durante la sperimentazione per lo studio dello scambio termico in canali corrugati. In Fig. 3.2 è riportata la curva di calibrazione dei cristalli liquidi utilizzati.

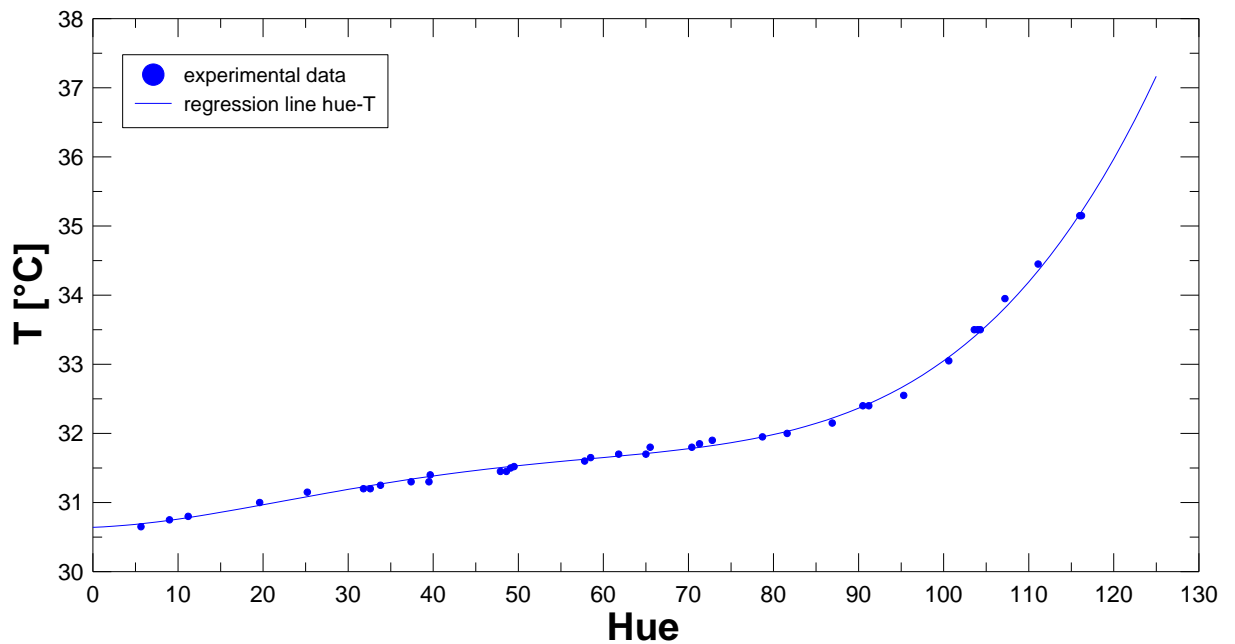


Fig. 3.2: relazione temperatura-cromaticità con curva di regressione polinomiale di 4° grado

Come si può vedere dalla Fig. 3.2, particolare importanza è stata dedicata al campo di temperatura compreso tra 31 e 33°C, C in corrispondenza del quale è presente la maggior ripetibilità.

3.1.2. Il coefficiente di attrito f

La stima del coefficiente di attrito è affidata alla misura della pressione statica in un insieme di postazioni definito dalle sigle A-B-C-D-E-F in Fig. 3.3.

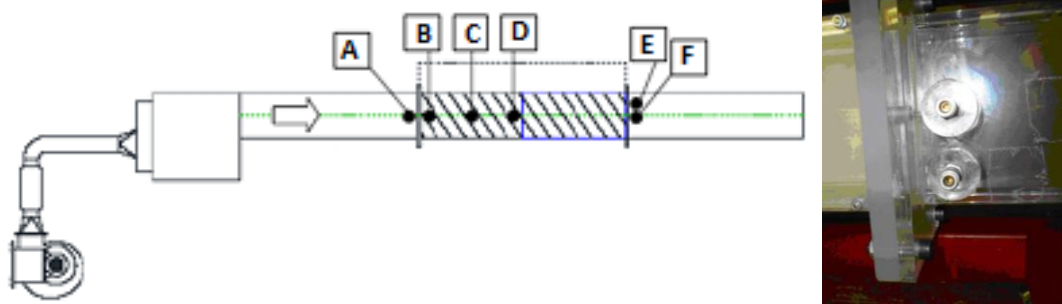


Fig. 3.3: schematizzazione della posizione delle prese di pressione, con a destra l'immagine delle due prese di pressione poste a valle della sezione di prova



Sostanzialmente la presa di pressione statica E, leggermente eccentrica rispetto alla F, ha confermato gli stessi dati della presa F. Inoltre, i dati forniti dalla presa A sono stati scartati in quanto leggermente esterni alla sezione corrugata vera e propria.

In definitiva, le misure di pressione statica si sono concentrate relativamente alle prese di pressione B, C, D ed F. Le distanze relative sono le seguenti:

- B-C = 0.26 m
- B-D = 0.52 m
- B-F = 1.205 m

Le misure sono state effettuate a freddo, ovvero senza riscaldamento della sezione di prova e quindi riferite alla temperatura media del deflusso (leggermente superiore alla temperatura ambiente a causa del passaggio all'interno del ventilatore). Per minimizzare gli errori nella misura di pressione (essenzialmente errori di lettura dovuti alle fluttuazioni del segnale), le misure sono state singolarmente integrate su un ragionevole lasso di tempo, ripetute più volte sia in termini di pressione statica puntuale (relativa alla pressione ambientale), sia in termini di differenza di pressione statica tra le prese B-C-D e la presa F, assunta come riferimento. Il fattore d'attrito f è stato quindi valutato mediante la nota formula di Fanning:

$$f = D_{hyd} \left| \frac{dp}{dx} \right| / 2\rho v^2 \quad (3.3)$$

Dove:

- $D_{hyd} = 33.33$ mm è il diametro idraulico del canale liscio;
- ρ è la densità dell'aria (relativa alla temperatura di prova, tipicamente compresa tra 18 e 25°C);
- v è la velocità media del deflusso, valutata come la media tra il valore fornito dal tubo di Pitot-Prandtl posizionato a valle della sezione di prova ed il valore dedotto dal dispositivo a contrazione della vena fluida posizionato all'aspirazione del ventilatore (i due valori differivano in genere di non più del 5%).
- il gradiente di pressione (in valore assoluto) dp/dx è stato stimato mediante una regressione lineare riferita all'intero campione delle misure effettuate nelle diverse condizioni operative e configurazioni del canale di prova.



3.1.3. Il coefficiente di scambio termico convettivo h

Una volta predisposta la configurazione di prova (canale liscio, canale corrugato, canale corrugato con *intersecting rib* e canale corrugato con doppio *intersecting ribs*), si provvedeva ad alimentare il deflusso d'aria nel condotto agendo sull'inverter del ventilatore, scegliendo il valore di portata in base al numero di Reynolds desiderato, tipicamente:

- un valore tra 10.000 e 38.000 per prove con canale liscio;
- tra 10.000 e 30.000 per prove con canale corrugato (e riscaldatore sagomato *ad hoc*) e corrugato con *intersecting rib*;
- tra 10.000 e 20.000 per prove con canale corrugato (e riscaldatore “pieno”) e corrugato con doppio *intersecting ribs*.

Sono stati analizzati range diversi del numero di Reynolds in quanto la disposizione di *ribs* e setti provoca un aumento delle perdite di carico. Tale aumento si traduce in un incremento della frequenza dell'inverter a parità di portata e numero di Reynolds tra le varie configurazioni. All'aumento della frequenza dell'inverter è legato un incremento della temperatura dell'aria in ingresso al canale fino a valori prossimi al limite inferiori del range di attivazione dei cristalli liquidi e ciò non consente accurate rilevazioni della temperatura superficiale. Tale discorso non vale per le prove con canale corrugato e con riscaldatore “pieno” che, come verrà discusso nel capitolo successivo, presentano perdite di carico in linea con quelle delle prove con canale corrugato e riscaldatore sagomato *ad hoc*.

Si provvedeva quindi a riscaldare la superficie di prova erogando un flusso termico noto sino al raggiungimento di idonee temperature superficiali all'interfaccia solido/aria, ovvero all'interno del range di attivazione dei cristalli liquidi. L'acquisizione dell'immagine termografica della superficie di prova avveniva una volta raggiunte le condizioni di regime termico della sezione di prova, dopo un transitorio termico compreso tra una e due ore circa. Tale condizione di regime stazionario è stata accertata sulla base dell'evoluzione temporale delle temperature nel materiale isolante posizionato tra il riscaldatore elettrico e l'ambiente esterno.

Una volta raggiunte le condizioni di regime termico stazionario, si provvedeva ad acquisire un'immagine della sezione di prova mediante la fotocamera Nikon D70. Dato il range di attivazione limitato dei cristalli liquidi, l'informazione di temperatura non era



disponibile sull'intera superficie di prova. È stato quindi necessario per ogni prova effettuata fornire un flusso termico crescente alla sezione di prova in modo da spostare la zona colorata dai cristalli liquidi gradualmente su tutta la superficie presa in esame. Per ogni flusso termico impostato, è stata acquisita un'immagine dell'intera superficie di prova (full-frame, $L_{rh} = 580$ mm), ovvero la regione riscaldata comprensiva dei 16 moduli (regioni *inter-ribs*), e un'immagine zoomata, comprendente per intero i moduli dal 7 all'11 ($L_{rh, zoom}$ circa 250 mm), agendo sullo zoom della fotocamera.

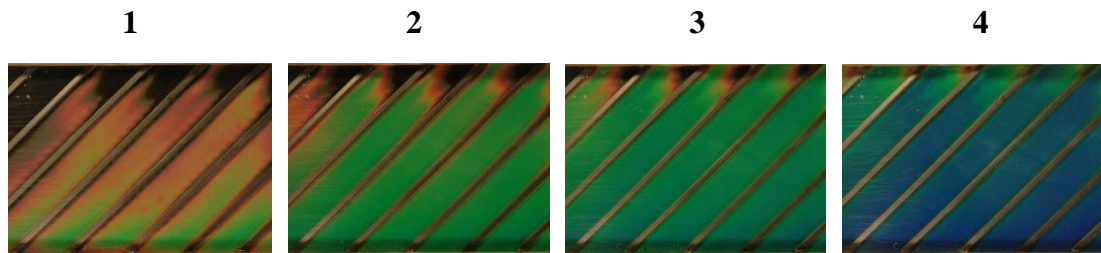


Fig. 3.4: particolari tratti da immagini termografiche dalle quali si evince la colorazione progressiva della sezione di prova (per la configurazione standard, immagine zoomata) incrementando il flusso termico fornito dal riscaldatore elettrico (da immagine 1 a 4); il deflusso dell'aria procede da destra verso sinistra

La Fig. 3.4 mostra, a titolo di esempio, come la colorazione dei cristalli tenda a modificarsi in base al flusso termico erogato. Per una corretta campionatura del coefficiente h su tutta la superficie è necessario “spostare” il colore (soprattutto la colorazione verde, centrale nel campo di attivazione dei cristalli) su tutta la regione monitorata, agendo sul flusso termico erogato dal riscaldatore. Per ottenere un'informazione su tutta la sezione di prova, è stato mediamente necessario impostare da tre a cinque diversi valori del flusso termico per una singola portata effluente.

Come detto, per ogni acquisizione si provvedeva a riscaldare la sezione di prova erogando un flusso termico noto e misurato mediante misure della tensione ΔV [V] e dell'intensità di corrente I [A]:

$$Q_{el} [W] = \Delta V \cdot I = R \cdot I^2 \quad (3.4)$$

Il flusso termico ceduto all'aria per convezione è dato dall'equazione di Newton (Eq. 3.5):

$$Q_{conv} [W] = h A (T_w - T_{air,x}) \quad (3.5)$$

Dove:



- Q_{conv} [W] è il flusso termico convettivo, al netto dei contributi conduttivi e raggianti;
- h [W/m²·K] è il coefficiente di scambio termico convettivo locale;
- A [m²] è l'area di scambio termico ($A = 0.058$ m² per riscaldatore continuo per prove in canale liscio, $A = 0.41216$ m² per riscaldatore sagomato in canale corrugato);
- T_w [°C] è la temperatura superficiale della sezione di prova;
- $T_{air,x}$ [°C] è la temperatura al bulk della corrente d'aria.

La temperatura T_w è la temperatura della superficie termicamente attiva, coincidente con quella fornita dai cristalli liquidi a meno di una piccola correzione apportata per tener conto della resistenza termica dello strato di mylar interposto tra i cristalli liquidi e il deflusso d'aria. Viene ricavata mediante l'Eq. 3.6:

$$T_w [°C] = T_{LC} - (q_{el} - q_{cond}) \cdot R_{Mylar} \quad (3.6)$$

Dove:

- T_{LC} [°C] è la temperatura dei cristalli liquidi;
- q_{el} [W/m²] è il flusso elettrico specifico (per unità di area) erogato dal riscaldatore;
- q_{cond} [W/m²] è il flusso termico conduttivo specifico (per unità di area), disperso verso il basso e calcolato mediante la legge monodimensionale della conduzione termica;
- $R_{mylar} = 6.89 \cdot 10^{-4}$ m²·K/W è la resistenza conduttiva del sottile strato protettivo di mylar, interposto tra i cristalli liquidi e il deflusso d'aria;

La temperatura al bulk della corrente d'aria $T_{air,x}$ è coincidente con la temperatura $T_{air,in}$ misurata all'ingresso della sezione di prova e via via incrementata di un fattore che tiene conto del progressivo riscaldamento dell'aria lungo la coordinata assiale x , ovvero:

$$T_{air,x} [°C] = T_{air,in} + \frac{(Q_{el} - Q_{cond}) \cdot x}{\dot{m}_{air} \cdot c_p \cdot L_{rh}} \quad (3.7)$$

Dove:

- $T_{air,in}$ [°C] è la temperatura in ingresso al canale di prova, media della lettura delle tre termocoppie, poste a monte della sezione di prova riscaldata;
- Q_{el} [W] è il flusso elettrico erogato dal riscaldatore, definito dall'Eq. 3.4;
- Q_{cond} [W] è il flusso termico conduttivo, diretto verso il basso e calcolato mediante la legge monodimensionale della conduzione termica (Eq. 3.8);
- x [m] è la coordinata assiale della sezione di prova riscaldata;
- $L_{rh} = 0.585$ m è la lunghezza della sezione di prova riscaldata;
- \dot{m}_{air} [kg/s] è la portata massica;



- c_p [J/kg·K] è il calore specifico dell'aria.

Per valutare il coefficiente di scambio termico convettivo si è dovuto quantificare il flusso termico al netto del flusso termico conduttivo (Q_{cond}) disperso al di sotto della sezione di prova ed il flusso termico scambiato per irraggiamento (Q_{rad}) con l'ambiente circostante, supposto, per semplicità di calcolo, a temperatura costante e pari a quella dell'aria in ingresso al canale $T_{air,in}$. I due contributi sono stati calcolati rispettivamente mediante la legge monodimensionale della conduzione termica (Eq. 3.8) e tramite la legge di Stefan-Boltzmann (Eq. 3.9):

$$Q_{cond} [W] = \frac{k_{is}}{L_{is}} A (T^* - T_{is}) \quad (3.8)$$

$$Q_{rad} [W] = \sigma \varepsilon_{LC} A (T_w^4 - T_{air,in}^4) \quad (3.9)$$

Dove:

- A [m²] è l'area di scambio termico;
- $k_{is} = 0.03$ W/m·K è la conducibilità termica del polistirene espanso estruso;
- $L_{is} = 0.02$ m è la distanza tra le postazioni di misura T^* e T_{is}
- T^* [°C] è la temperatura misurata all'interfaccia bakelite/polistirene al di sotto del riscaldatore elettrico, media della lettura delle tre termocoppie poste al di sotto della base del canale di prova;
- T_{is} [°C] è la temperatura misurata all'interfaccia tra due setti di polistirene;
- T_w [K] è la temperatura superficiale della sezione di prova;
- $T_{air,in}$ [K] è la temperatura misurata in ingresso al canale di prova, media della lettura delle tre termocoppie, poste a monte della sezione di prova riscaldata;
- $\sigma = 5.67$ W/m²·K⁴ è la costante di Stefan-Boltzmann;
- $\varepsilon_{LC} = 0.9$ è l'emissività dei cristalli liquidi.

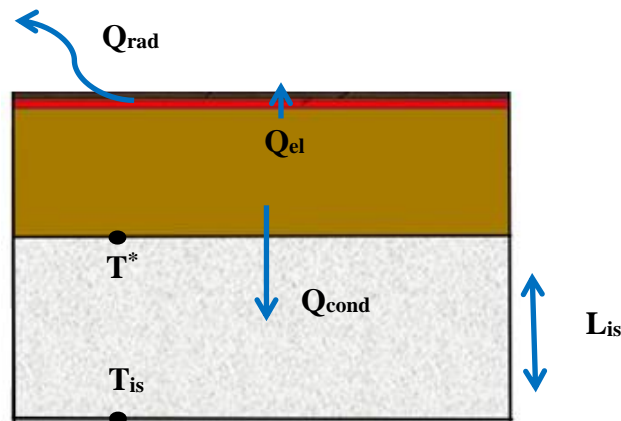


Fig. 3.5: sezione longitudinale della sezione di prova nel tratto riscaldato con indicazione dei flussi termici scambiati

Come indicato nello schema di Fig. 3.5, non tutto il flusso termico dissipato dal riscaldatore viene fornito ai cristalli liquidi. È stato stimato che circa un 2.5-4% venga disperso per conduzione attraverso gli strati di isolante, un 5-10% viene perso invece per effetto radiante. Per valutare il flusso conduttivo, si è tenuto conto delle temperature fornite dalle termocoppie inserite negli strati di bakelite e polistirene, indicate in figura come T^* e T_{is} . L'entità delle dispersioni per radiazione diminuiscono all'aumentare del numero di Reynolds e quindi della velocità del flusso d'aria.

Infine, è stato possibile costruire una mappa 2D del coefficiente di scambio termico convettivo h , mediante l'Eq. 3.10:

$$h [W/m^2 \cdot K] = \frac{Q_{el} - Q_{cond} - Q_{rad}}{A (T_w - T_{air,x})} \quad (3.10)$$

3.2. Elaborazione dei dati sperimentali per la determinazione del coefficiente di scambio termico convettivo h

Una volta acquisita l'immagine termografica, è necessaria l'elaborazione di ogni immagine, che si articola nei seguenti passaggi:

- ridimensionamento dell'immagine in formato *.bmp* (mediante software commerciale), con risoluzione 1160x200 per il full-frame e di 520x200 per lo zoom, così da avere ogni pixel quadrato di lato 0.5 mm;
- calcolo, mediante programma *custom-made*, del contenuto di *hue* di ogni pixel facente parte dell'immagine. La risoluzione elevata è vantaggiosa dal punto di vista della



precisione della misura locale della temperatura, ma comporta anche la presenza di difetti nell'immagine (come impurità del plexiglas, piccole anomalie sui CL, etc.) per questa ragione è stato applicato un filtro software che fondamentalmente esegue una media della *hue* tra il valore nel pixel attuale ed i quattro confinanti, scartando il valore massimo e quello minimo, in modo da attenuare le anomalie;

- il file di output del programma custom-made è in formato *.dan*, ed esso è stato importato in un foglio di lavoro Excel, dove ogni cella presenta il valore locale di cromaticità;
- calcolo mediante macro Excel, riportata in Appendice A (*“Macro per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h ”*) della temperatura superficiale della sezione di prova e del coefficiente di scambio termico convettivo h , per ciascuna acquisizione. Tale macro implementa il polinomio di calibrazione dei cristalli liquidi (Eq. 3.2), che correla il valore di cromaticità a quello della temperatura dei cristalli liquidi, e le equazioni di bilancio (Eq. 3.4-3.10) per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo locale h ;
- sovrapposizione, mediante macro Excel, riportata in Appendice A (*“Macro per la sovrapposizione dei valori del coefficiente di scambio termico convettivo h , per le diverse acquisizioni”*), delle mappe di h ottenute nelle diverse condizioni di flusso termico erogato (e medesima portata), con media numerica dei valori del coefficiente di scambio termico convettivo, in corrispondenza delle celle ove figurasse più di un valore di h . Assegnando una diversa colorazione alle celle in presenza di una sovrapposizione di dati (ovvero verde dove lo scarto tra il dato puntuale ed il valor medio fosse inferiore al 3%, giallo dove lo scarto tra il dato puntuale ed il valor medio fosse compreso tra il 3 ed il 5%, viola dove lo scarto tra il valore puntuale e il valor medio fosse superiore al 5%), è stato possibile accertare la bontà del processo di sovrapposizione delle diverse mappe. Ciò ha permesso di ripetere eventuali acquisizioni associate alla presenza di un numero eccessivo di celle dove lo scarto dal valor medio fosse superiore al 5%. La maggior parte delle celle con scarto superiore al 5% sono localizzate principalmente nelle zone in prossimità delle pareti laterali della sezione di prova e in vicinanza delle *ribs*, dove gli effetti di bordo (responsabili di fenomeni conduttivi trasversali) sono maggiori, causando discrepanze tra i valori di h per diversi flussi elettrici.



La macro per il calcolo del valore locale di h ha come input la temperatura dell'aria in ingresso al canale $T_{\text{air,in}}$ (Eq. 3.7 e 3.10). Nel caso di elaborazione dell'immagine zoomata si è dovuto ipotizzare un valore della temperatura dell'aria alla coordinata relativa di inizio del frame zoomato $x_{\text{zoom}} = 180$ mm. È stata quindi calcolata tale temperatura ipotizzando un riscaldamento dell'aria lineare attraverso il canale corrugato e riscaldato.

Inoltre, la macro calcola, applicando un bilancio termico, il valore di temperatura media che si avrebbe all'uscita del canale. Tale valore è stato confrontato con il valore medio delle letture delle due termocoppie posizionate in uscita dalla sezione di prova e sono risultati in ottimo accordo (discrepanze mediamente del 5%).

Infine, è stata sviluppata un'ulteriore macro Excel (*“Macro per il calcolo dei valori medi per modulo del coefficiente di scambio termico convettivo h e per la correzione delle disuniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico”*), utilizzata per calcolare la media del coefficiente h di ciascun modulo (superficie *inter-rib*). Le configurazioni del canale corrugato con *intersecting ribs* (descritte nel precedente capitolo) presentano setti longitudinali che dividono ciascun modulo, rispettivamente, in due e in tre sotto-moduli. La macro calcola la media di h in ciascun sotto-modulo, in modo da quantificare le variazioni dal punto di vista termico in direzione trasversale. Poiché sono state inoltre riscontrate disuniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore (dovute probabilmente ad un deposito non uniforme di rame sul substrato di vetronite), è stato ritenuto opportuno operare una correzione locale sul flusso termico erogato da ciascun modulo, a partire dal valore complessivo misurato da voltmetro ed amperometro. La macro implementa la correzione del flusso termico, e calcola i valori medi per modulo corretti e non corretti, in modo da fornire l'immediato confronto.

Una volta calcolato il coefficiente di scambio termico locale h , sono state quindi realizzate mappe bidimensionali delle distribuzioni del coefficiente h , del numero di Nusselt e del numero di Nusselt normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio. Il numero di Nusselt è definito come:

$$Nu = \frac{h \cdot D_{\text{hyd}}}{k} \quad (3.11)$$

Dove:

- h [W/m²·K] è il coefficiente di scambio termico convettivo locale;
- $D_{\text{hyd}} = 0.03333$ m è il diametro idraulico del canale liscio;



- k [W/m·K] è la conducibilità termica dell'aria calcolata alla temperatura al bulk della corrente d'aria.

Il numero di Nusselt di riferimento per il canale liscio (regime pienamente sviluppato e turbolento) è calcolato secondo la nota correlazione di Dittus-Boelter:

$$Nu_0 = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (3.12)$$

Dove:

- Re è il numero di Reynolds, calcolato secondo l'Eq. 2.4 del precedente capitolo;
- Pr è il numero di Prandtl calcolato alla temperatura al bulk della corrente d'aria.

In tabella 3.1 sono riportati i numeri di Nusselt di riferimento (per canale liscio) per ciascun numero di Reynolds.

Tab. 3.1: numero di Nusselt di riferimento

Re	Nu₀ (Dittus-Boelter)
10.000	31.8
16.000	46.3
20.000	55.3
30.000	76.5
40.000	96.4

Tale valore è servito per normalizzare il numero di Nu ottenuto nelle diverse configurazioni di canale corrugato e quantificare quindi il beneficio, dal punto di vista termico, rispetto al canale liscio.

3.3. Incertezza sperimentale e ripetibilità

L'incertezza sperimentale associata alla valutazione del fattore d'attrito f e del coefficiente di scambio termico h è stata stimata, al 95% del *Confidence Bound*, mediante le note tecniche di propagazione dell'errore, considerando per ogni grandezza sperimentale presente nelle formule di f ed h la componente di errore sistematico (legato ai dati di targa degli strumenti o a possibili errori concettuali nella ricostruzione di f e di h o nella valutazione della velocità nominale del deflusso) e di errore accidentale (legato alla ripetibilità della misura).



Oltre alla stima dell'errore con il metodo di propagazione degli errori, di seguito descritto, sono state anche ripetute integralmente alcune prove campione, per le diverse configurazioni, sono state ripetute nelle medesime condizioni di portata effluente. Le differenze tra prove ripetute, in termini di fattore di attrito f e di coefficiente h locale e medio (regionalmente e globalmente), sono sempre risultate abbondantemente entro l'errore sperimentale calcolato. Lo stesso dicasi per le elaborazioni termiche delle immagini zoomate, i cui valori di h sono risultati assolutamente confrontabili (tipicamente entro il 5%) con quelli ottenuti dall'elaborazione delle immagini full-frame.

3.3.1. Errore sulla misura del fattore d'attrito f e della portata (numero di Reynolds)

Sulla base della definizione del coefficiente di attrito f :

$$f = D_{hyd} \left| \frac{dp}{dx} \right| / 2\rho v^2 \quad (3.3)$$

sono stati considerati gli errori sistematici ed accidentali relativi alla valutazione di v e dp/dx , con i primi che contano il doppio a causa dell'elevazione al quadrato.

L'errore al 95% del CB è risultato essere del $\pm 14.6\%$. Applicando gli stessi algoritmi per il calcolo dell'incertezza sul numero di Reynolds, si ottiene un errore al 95% del CB su Re pari al $\pm 6.5\%$ (lo stesso errore associabile alle misure di velocità).

3.3.2. Errore sulla misura del coefficiente di scambio termico convettivo h

Sulla base della definizione del coefficiente h :

$$h [W/m^2 \cdot K] = \frac{Q_{el} - Q_{cond} - Q_{rad}}{A (T_w - T_{air,x})} \quad (3.10)$$

sono stati considerate le seguenti fonti di errore:

- Q_{el} , associato a misure elettriche (errore sistematico dello strumento ed errore accidentale di lettura);
 - voltmetro: 1.1% di errore sistematico e 0.5% per errore di lettura;
 - amperometro: 2.5% di errore sistematico e 0.5% per errore di lettura;
 - 5% di errore legato alla disomogeneità di erogazione del flusso dovuta a possibili variazioni di spessore della piastra in rame;



Inoltre, essendo presenti lievi disuniformità del flusso elettrico, è stato considerato l'errore residuo a valle della correzione effettuata e descritta nel Paragrafo 3.4 ed approfondita nel capitolo successivo.

- Q_{rad} e Q_{cond} : errore nel calcolo dei due contributi di flusso disperso, pesato in relazione all'incidenza di questi termini nel computo del flusso termico effettivo ceduto per convezione al fluido convettivo (10% massimo per la parte raggiante, 2% massimo per la parte dispersa per conduzione);
- $T_{\text{air,in}}$ errore sistematico della termocoppia e accidentale associato alla ripetibilità, (differenze tra la misura fornita da più sensori nella sezione di ingresso), nonché errori concettuali associati al calcolo della distribuzione di $T_{\text{air},x}$ lungo la x ;
- T_w errore sistematico e accidentale legato alla misura con la termografia a cristalli liquidi;
- l'errore associato a $(T_w - T_{\text{air}})$ è proporzionale alla differenza di temperatura attesa tra parete e fluido; in pratica, a parità di errore sulla singola misura di temperatura, l'errore che si ripercuote su h è tanto maggiore quanto minore è $(T_w - T_{\text{air}})$. Per i calcoli dell'errore, è stata considerata $(T_w - T_{\text{air}}) = 8$ K, tipico valore riscontrato per le misure a basso numero di Reynolds e $(T_w - T_{\text{air}}) = 4$ K per le misure effettuate a $Re = 30.000$ - 40.000 .

Sulla base delle precedenti considerazioni, l'errore stimato (al 95% del CB) sul valore puntuale misurato di h è risultato pari a $\pm 8.8\%$ ($Re \leq 20.000$) e a $\pm 12.1\%$ ($Re \geq 30.000$).

3.4. Controllo dell'uniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico

Come precisato in precedenza, particolare attenzione è stata riposta al controllo dell'uniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore sagomato utilizzato per le prove con *ribs*. Sono state effettuate alcune prove senza portata effluente, con le sezioni di ingresso ed uscita sigillate e un modesto riscaldamento imposto, in condizioni quindi di pura convezione naturale. Data la simmetria della configurazione (*ribs* equispaziate), si sarebbe dovuta rilevare una perfetta identità delle distribuzioni di temperatura tra i diversi moduli. Tuttavia, il rilievo della mappa della temperatura superficiale, sia con la tecnica dei cristalli liquidi che con una termocamera a raggi infrarossi, ha evidenziato differenze tra le mappe cromatiche di alcuni moduli, dovute probabilmente ad una non perfetta



uniformità del flusso termico erogato. Questo difetto probabilmente è imputabile alla tolleranza (di circa $1\ \mu\text{m}$) nel processo di deposito della pista di rame (per complessivi $9\ \mu\text{m}$). La bassa conducibilità della vetronite fa sì che, non essendovi praticamente conduzione tangenziale, anche piccole disuniformità nello spessore della pista di rame risultino immediatamente visibili all'interfaccia tra cristalli liquidi ed aria. In definitiva, la temperatura di ogni modulo non risultava perfettamente corrispondente a quella dei moduli adiacenti. Considerato che in assenza di portata, ogni modulo, riscaldato dal basso, cede il calore all'aria (stagnante) per convezione naturale e che ogni modulo deve essere contraddistinto dal medesimo coefficiente di scambio termico convettivo, la sopraelevazione locale (rispetto alla temperatura dell'aria indisturbata) della temperatura di parete risulta proporzionale al flusso termico erogato dal riscaldatore (al netto di quello disperso per conduzione, che si stima essere lo stesso per tutti i moduli ad eccezione dei due più periferici). Sulla base delle temperature locali stimate e quelle medie, sono stati determinati dei coefficienti correttivi locali per tener conto dell'effettivo flusso termico erogato localmente dal riscaldatore, rispetto a quello nominale; tale correzione è risultata in genere nel range 0.9-1.1 (ovvero variazioni entro il 10% del flusso locale rispetto a quello nominale), ovviamente a media zero (ovvero il valore integrato del flusso termico locale deve coincidere con quello dissipato dal riscaldatore).

Questa non perfetta uniformità del flusso termico non va interpretata come un errore di misura in quanto i valori di h valutati (localmente e mediamente) all'interno di ogni singolo modulo sono stati opportunamente corretti per tener conto del flusso termico effettivo erogato dal singolo modulo, ottenuto mediante la procedura sopra descritta (al più se ne potrebbe tener conto ipotizzando un errore sul calcolo della correzione, ma si presume che ciò non alteri l'incertezza sperimentale calcolata su h).

Si rileva infine che la correzione comunque non inficia in alcun modo il confronto relativo tra diverse configurazioni, in quanto la stessa correzione è stata ovviamente applicata ai moduli contrassegnati dal medesimo identificativo da 1 a 16, essendo stato impiegato il medesimo riscaldatore per tutte le configurazioni.



Capitolo 4 - Risultati sperimentali

In questo capitolo vengono presentati i risultati sperimentali. Come precedentemente descritto, è stata prima condotta un'indagine delle prestazioni aero-termiche della configurazione del canale in assenza di corrugazioni. Successivamente è stato posizionato il riscaldatore sagomato e sono state applicate le sporgenze (denominate *ribs*), inclinate di 45° rispetto all'asse del canale. In seguito, sono state testate le configurazioni con *ribs* inclinate e un setto longitudinale e due setti longitudinali. Sono state inoltre eseguite prove sperimentali con il canale corrugato dalle sole *ribs* inclinate ma utilizzando il riscaldatore “continuo”, adoperato per lo studio del canale liscio. In quest'ultima situazione si è voluta analizzare la condizione in cui anche le sporgenze sono soggette ad un riscaldamento nella parte inferiore, mentre nei precedenti casi le *ribs* sono da considerarsi adiabatiche ed agiscono unicamente da promotori di turbolenza.

4.1. Intensità di turbolenza del canale liscio

Contestualmente alle prove termiche, sono state condotte alcune indagini fluidodinamiche per caratterizzare le condizioni di prova in cui si è operato. A differenza di numerosi studi di letteratura, in questa attività sperimentale è stata prevista l'installazione del ventilatore a monte della sezione di prova, che opera pertanto in *pressure mode* e non in *suction mode*, come avverrebbe nel caso di disposizione del ventilatore a valle della sezione di prova. Questa condizione, unita alla presenza di una consistente sezione di condotto corrugato e non riscaldato che precede la sezione di prova termica, si avvicina alle condizioni operative reali ma necessita di una caratterizzazione per quanto concerne il livello di turbolenza presente a monte della sezione corrugata. L'intensità di turbolenza del canale liscio è stata misurata mediante una sonda anemometrica a filo caldo, nel range dei numeri di Reynolds tra 10.000 e 40.000, come già riportato nel capitolo 2. La turbolenza, in termini percentuali, è definita come:

$$Tu [\%] = 100 \cdot \frac{\overline{v'(t)}}{v_{out}} \quad (4.1)$$

In Fig. 4.1 sono riportati i valori di velocità sull'asse del canale, misurati a tre diverse altezze e normalizzati con il valore della velocità nominale (calcolato all'ingresso del canale di prova). Come atteso, il valore massimo di velocità è stato riscontrato a $z/H = 0.5$



(dove z è la coordinata lungo l'altezza del canale e $H = 20$ mm l'altezza del canale), con valori decrescenti avvicinandosi alle pareti inferiore e superiore del canale.

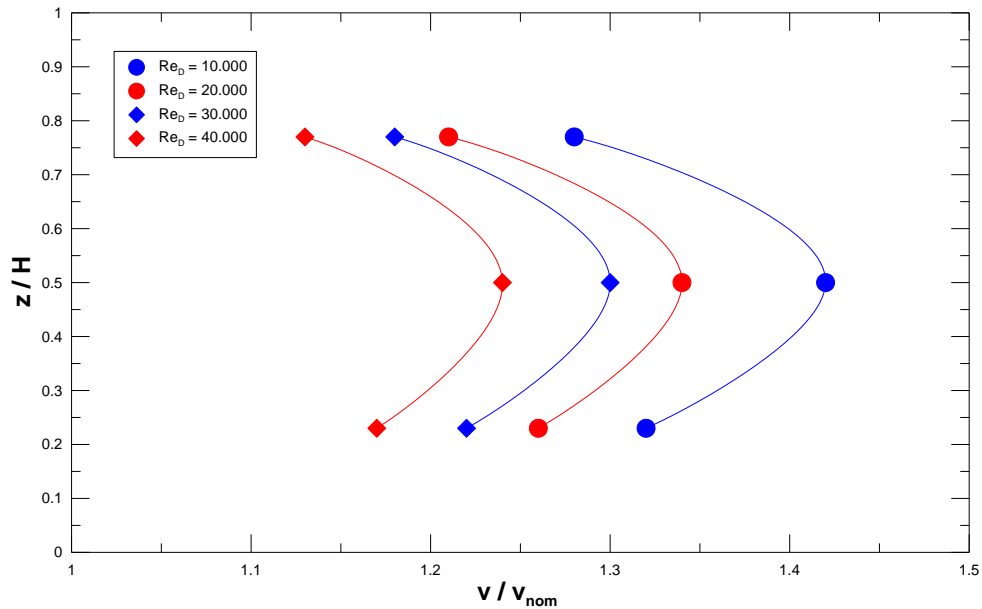


Fig. 4.1: profilo di velocità normalizzato con il valore medio di velocità, al variare del numero di Reynolds

In Fig. 4.2 è riportato il valore dell'intensità di turbolenza al variare dell'altezza del punto di misura, con a parametro il numero di Reynolds. Come si può vedere, la turbolenza è compresa tra 3 e 7%: il valore minimo si riscontra in mezzera del canale, dove la velocità media è maggiore, quindi le variazioni temporali rispetto al valor medio risultano inferiori, e la Tu assume valori compresi tra 3 e 4%. Avvicinandosi alle pareti inferiore e superiore ($z/H = 0.25$ e 0.75), la Tu aumenta, con valori compresi tra 5.5 e 7%, come riportato anche da Henze et. al [28].

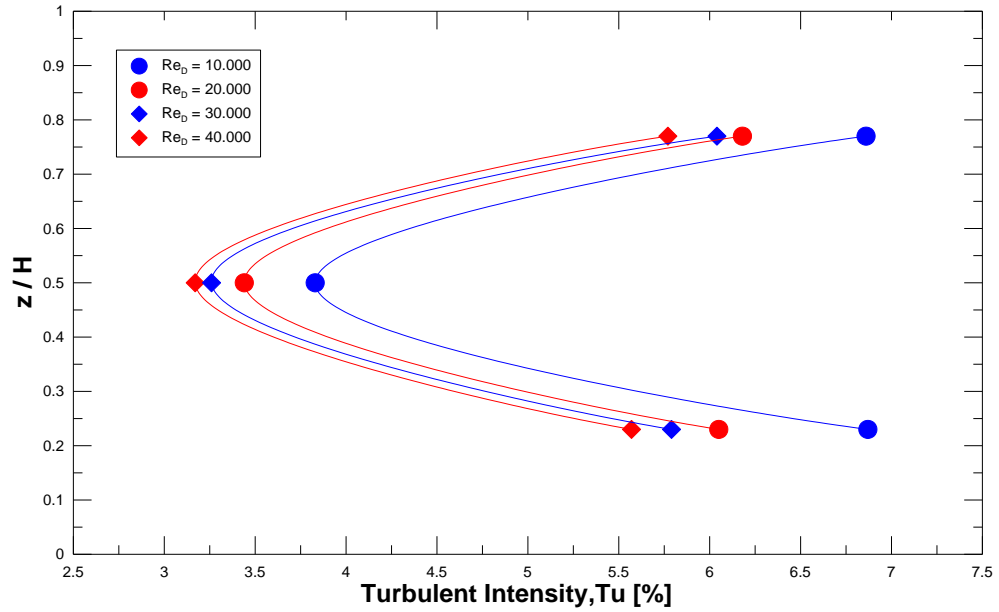


Fig. 4.2: intensità di turbolenza a diverse quote lungo l'altezza del canale ed al variare del numero di Reynolds

Infine, in Fig. 4.3, è riportata l'intensità di turbolenza al variare del numero di Reynolds, con a parametro i tre punti di misura. Nella medesima figura viene proposto il confronto con una correlazione sovente adottata in studi di tipo numerico [29]:

$$Tu [\%] = 16 \cdot Re^{-1/8} \quad (4.2)$$

Come si può vedere, la Tu è funzione monotona decrescente di Re . A conferma dei risultati precedenti, la turbolenza minima si trova per $z/H = 0.5$, mentre $z/H = 0.25$ e 0.75 presentano valori più elevati. La correlazione riportata in Eq. 4.2 presenta valori intermedi, con Tu compresa tra 4.5 e 5%, ed in linea con i risultati ottenuti.

I risultati ottenuti nel corso di precedenti indagini condotte dal presente gruppo di ricerca e analoghe condizioni operative (Mazza [30] e Tanda et al. [27]) avevano fornito una turbolenza del 4% al centro del canale e per $Re = 30.000$, in linea con i risultati della presente sperimentazione e con l'Eq. 4.2.

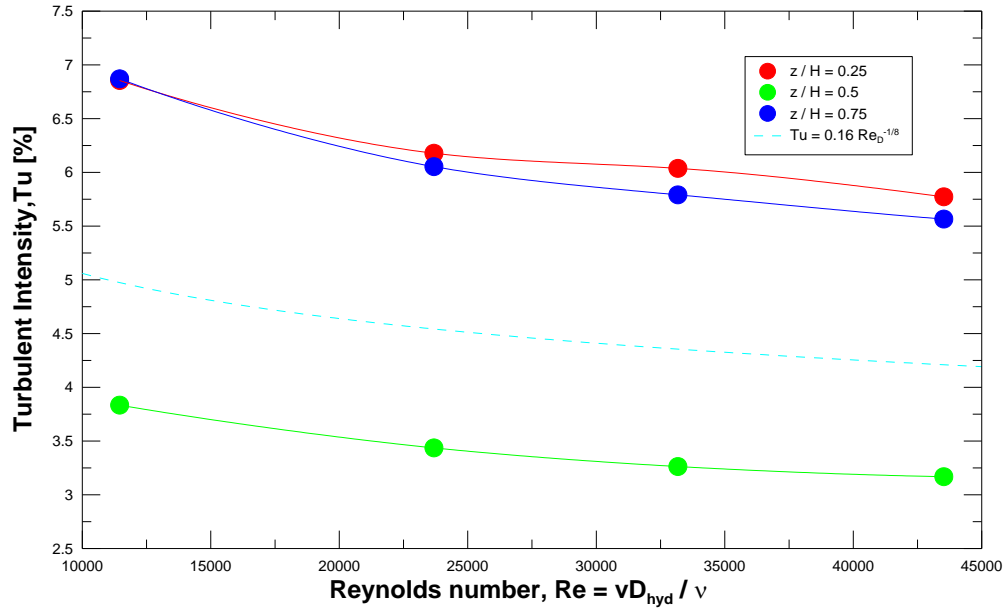


Fig. 4.3: intensità di turbolenza a diverse quote lungo l'altezza del canale ed al variare del numero di Reynolds

4.2. Fattore di attrito

Come già descritto nel precedente capitolo, per ogni configurazione e numero di Reynolds sono state misurate le perdite di carico all'interno della sezione di prova. È infatti importante abbinare alle misure delle prestazioni di scambio termico quelle relative alle cadute di pressione supplementari indotte dalle sporgenze. Le prestazioni aerodinamiche di ciascuna configurazione sono state valutate mediante il fattore di attrito di Fanning:

$$f = D_{hyd} \left| \frac{dp}{dx} \right| / 2\rho v^2 \quad (3.3)$$

In Fig. 4.4 è riportato l'andamento del fattore di attrito al variare del numero di Reynolds, per le diverse configurazioni testate: “*Smooth*” indica la configurazione del canale liscio privo di corrugazioni, “*Rib*” la configurazione del canale corrugato con sporgenze inclinate, “*Intersecting rib*” la configurazione con un setto longitudinale e “*Double intersecting ribs*” la configurazione con due setti longitudinali. Inoltre è riportato il confronto con due correlazioni di letteratura per il canale liscio (riportate in verde nel grafico di Fig. 4.4):

$$f_{01} = 0.046 \cdot Re^{-0.2} \quad (4.4)$$

$$f_{02} = 0.079 \cdot Re^{-0.25} \quad (4.5)$$



Per quanto riguarda il canale liscio, si rileva come le correlazioni di letteratura (Eq. 4.4-4.5) siano abbondantemente compresi all'interno del *Confidence Bound* del dato sperimentale.

Le prove sono state ripetute per verificare la ripetibilità della misura, inoltre sono state quantificate le perdite di carico della configurazione con canale corrugato e riscaldatore non sagomato, che si sono rivelate perfettamente in linea con le due prove con riscaldatore sagomato. Analizzando le configurazioni del canale corrugato, i dati presentati sono stati ottenuti mediando le misure ottenute nel corso di numerose ripetizioni della medesima misura, al fine di ridimensionare l'errore di misura associato a fonte accidentale. È stata osservata inoltre buona ripetibilità delle misure, con discrepanze che rientrano nell'incertezza sperimentale.

Come già riscontrato nel corso di studi precedenti condotti dall'Università di Genova, il fattore di attrito risulta debolmente dipendente dal numero di Reynolds, con valori che risultano fortemente incrementati in presenza delle *ribs* inclinate e degli *intersecting ribs* (singolo e doppio). Inoltre, i valori rilevati per la configurazione corrugata senza setto longitudinale risultano in ottimo accordo con quelli rilevati in campagne di misura precedenti, in cui f risultava prossimo a 0.025, con valori superiori di 3.5-4 volte a quelli del canale liscio a parità di Re (si veda ad esempio Tanda e Abram [24], [25] e Tanda [26], [31]).

La configurazione con *intersecting rib* determina incrementi del fattore d'attrito, rispetto alla configurazione corrugata senza *intersecting*, del 21-23%, con una lieve riduzione passando da $Re = 10.000$ a 30.000 . La configurazione con doppio *intersecting ribs* presenta un notevole incremento rispetto alla configurazione standard del 48-58% e del 20-29% rispetto alla configurazione con singolo *intersecting rib*.

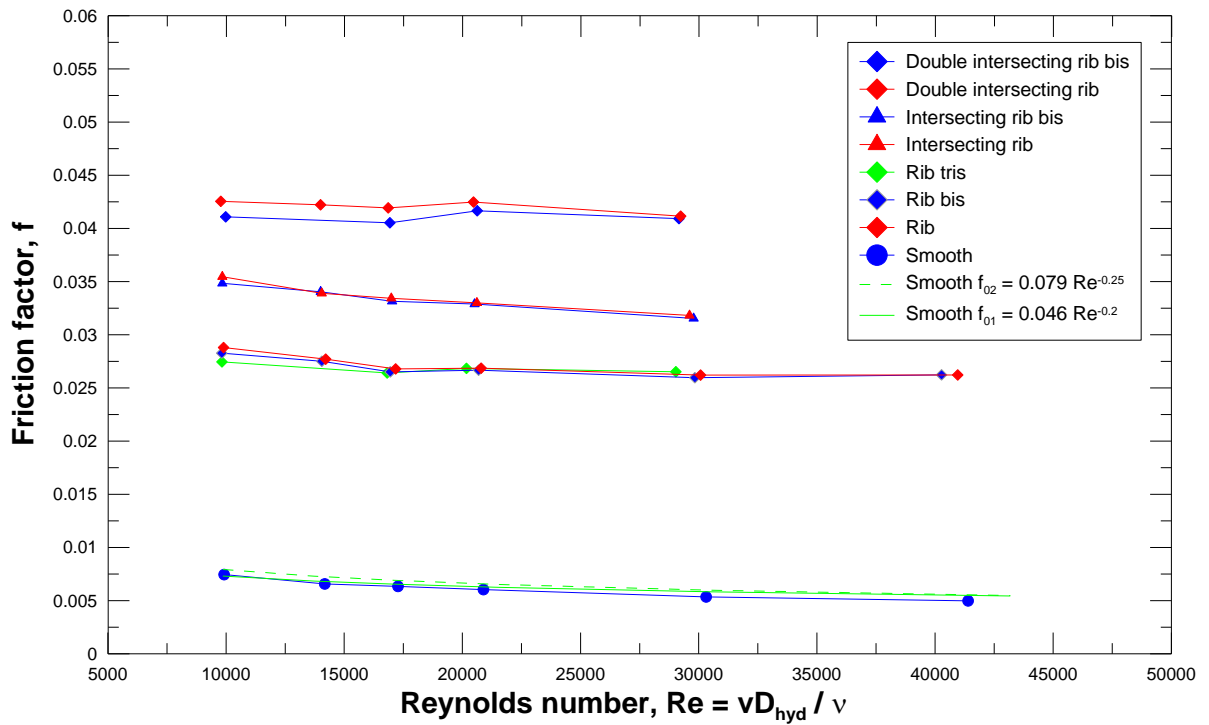


Fig. 4.4: fattore di attrito per le diverse configurazioni del canale di prova ed al variare del numero di Reynolds

In Fig. 4.5 viene presentato il fattore di attrito normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio f_{02} (Eq. 4.5) in funzione del numero di Reynolds. Come si può notare, la disposizione delle *ribs* provoca un incremento del coefficiente di attrito rispetto al canale liscio di un fattore compreso tra 3.5 e 4.7 per la configurazione di canale corrugato, di un fattore compreso tra 4.4 e 5.3 per il canale con *intersecting rib* e di un fattore compreso tra 5.2 e 6.8 per il canale con doppio *intersecting ribs*. Inoltre, il fattore di attrito normalizzato cresce all'aumentare di Reynolds, come riportato in letteratura.

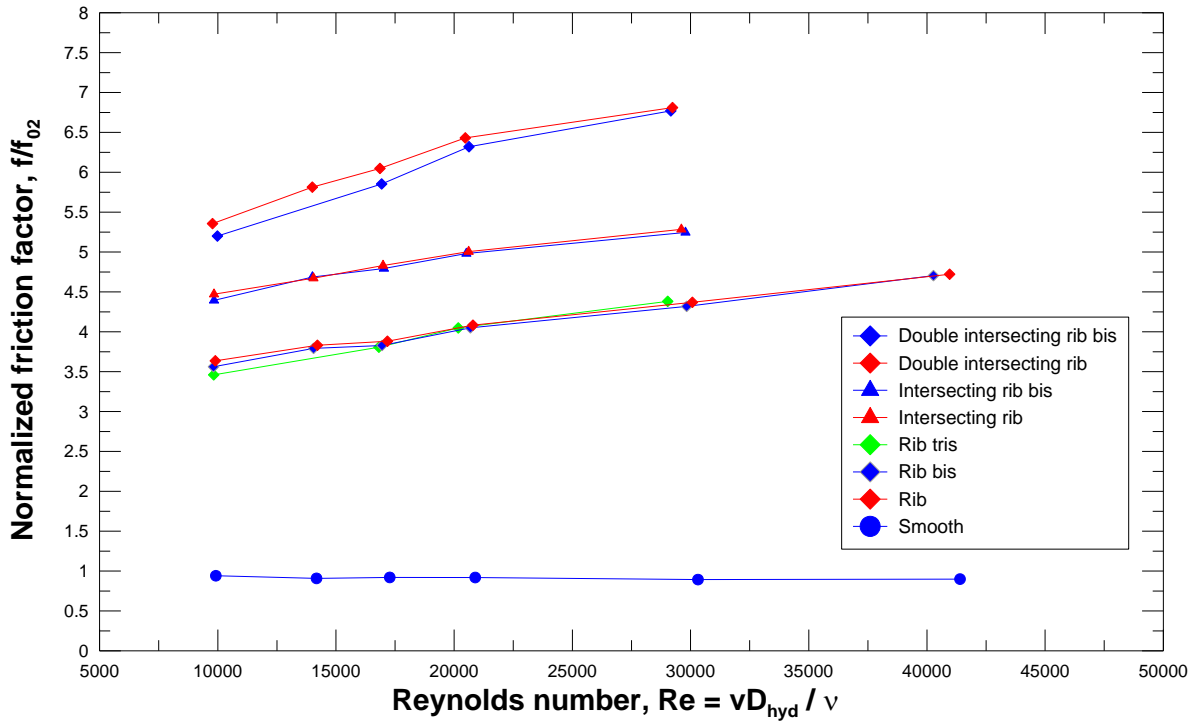


Fig. 4.5: fattore di attrito normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio per le diverse configurazioni del canale di prova, al variare del numero di Reynolds

4.3. Scambio termico convettivo del canale liscio

Mediante la termografia a cristalli liquidi è stata misurata la temperatura superficiale T_w della sezione di prova riscaldata, erogando un flusso elettrico noto e misurato Q_{el} , e lambita dalla corrente d'aria a temperatura $T_{air,x}$. Come detto nel precedente capitolo, la temperatura dell'aria all'interno del canale subisce un incremento di un fattore che tiene conto del progressivo riscaldamento lungo la coordinata assiale x . È stato così possibile ricostruire mappe 2D del coefficiente di scambio termico convettivo h , definito come:

$$h [W/m^2 \cdot K] = \frac{Q_{el} - Q_{cond} - Q_{rad}}{A (T_w - T_{air,x})} \quad (4.6)$$

I risultati sperimentali sono presentati in termini di numero di Nusselt:

$$Nu = \frac{h \cdot D_{hyd}}{k} \quad (4.7)$$

Dove D_{hyd} è il diametro idraulico del canale, pari a 0.0333 m, e k [W/m·K] è la conducibilità termica dell'aria, calcolata alla temperatura al bulk della corrente d'aria.

Inoltre, il numero di Nusselt è stato normalizzato con il numero di Nusselt di riferimento per il canale liscio, secondo la nota correlazione di Dittus-Boelter:

$$Nu_0 = 0.023 \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} \quad (4.8)$$



Dove Re è il numero di Reynolds e Pr è il numero di Prandtl. In Tab. 4.2 sono riportati i numeri di Nusselt di Dittus-Boelter per i numeri di Reynolds analizzati durante la sperimentazione.

Ad ogni prova è associato il valore della velocità media, della temperatura del film (ovvero la temperatura media tra parete e fluido, alla quale sono state valutate le proprietà fisiche dell'aria) ed il numero di Reynolds corrispondente.

Tab. 4.1: numero di Nusselt di riferimento

Re	Nu_0 (Dittus-Boelter)
10.000	31.8
16.000	46.3
20.000	55.3
30.000	76.5
38.000	90.8

Il primo passo dello studio sperimentale dello scambio termico in canali corrugati ha previsto lo studio del canale liscio, come *baseline* di confronto delle performance termiche per le successive configurazioni.

In Fig. 4.6 sono riportate a titolo di esempio alcune immagini termografiche acquisite durante la sperimentazione. Come detto nel precedente capitolo, tali immagini sono state rielaborate in modo da ottenere mappe del coefficiente di scambio termico convettivo h , al variare del flusso termico erogato, che sono state successivamente mediate tra loro. Il deflusso dell'aria procede da sinistra verso destra.



Fig. 4.6: immagini termografiche acquisite, relative ad una prova campione per il canale liscio, il flusso termico erogato aumenta dall'immagine in alto verso quella in basso

In Fig. 4.7 si riporta una tipica ricostruzione della mappa del numero di Nusselt (normalizzata con il corrispondente valore di Nu_0), realizzata a partire dalla distribuzione dei colori raffigurate nella precedente Fig. 4.6).

Dall'analisi delle mappe 2D di Nu/Nu_0 si nota un ottimo grado di simmetria lungo la direzione trasversale, mentre lungo i lati longitudinali sono presenti effetti di bordo probabilmente associati ad una residua conduzione termica trasversale.

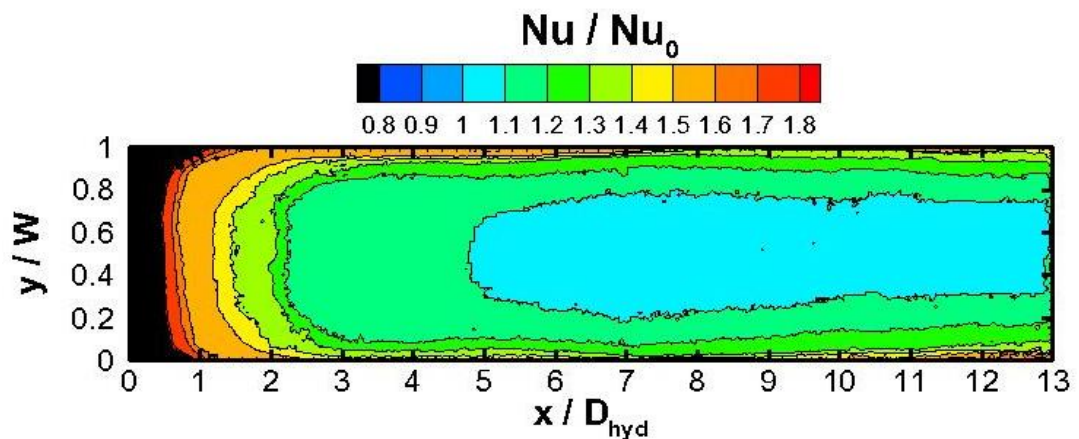


Fig. 4.7: mappa del numero di Nusselt normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio Nu_0 , per $Re = 10.000$



Nelle Fig. 4.8 e 4.9 sono riportati gli andamenti del numero di Nusselt e del numero di Nusselt normalizzato Nu/Nu_0 . I valori sono stati mediati trasversalmente su un'area pari a circa il 40% della larghezza del canale. Come noto, all'aumentare del numero di Reynolds si registrano valori crescenti del numero di Nusselt. Si osserva inoltre come 6-8 diametri idraulici siano sufficienti a raggiungere un valore asintotico di Nu , in perfetto accordo con il dato fornito dalla nota relazione semi-empirica di Dittus-Boelter ($Nu/Nu_0 = 1$).

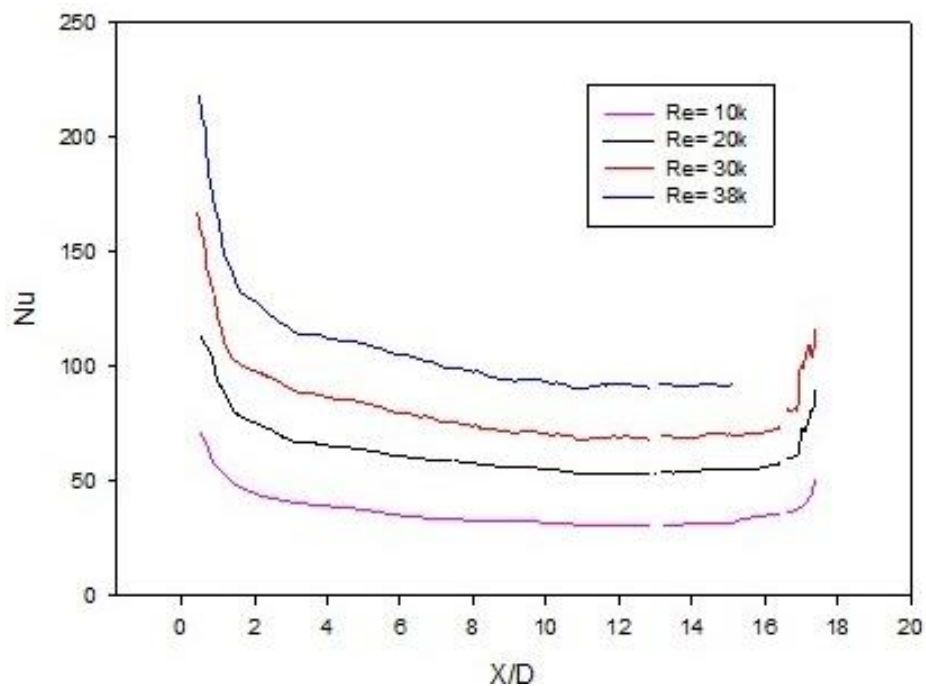


Fig. 4.8: andamento lungo l'asse del canale del numero di Nusselt, al variare del numero di Reynolds

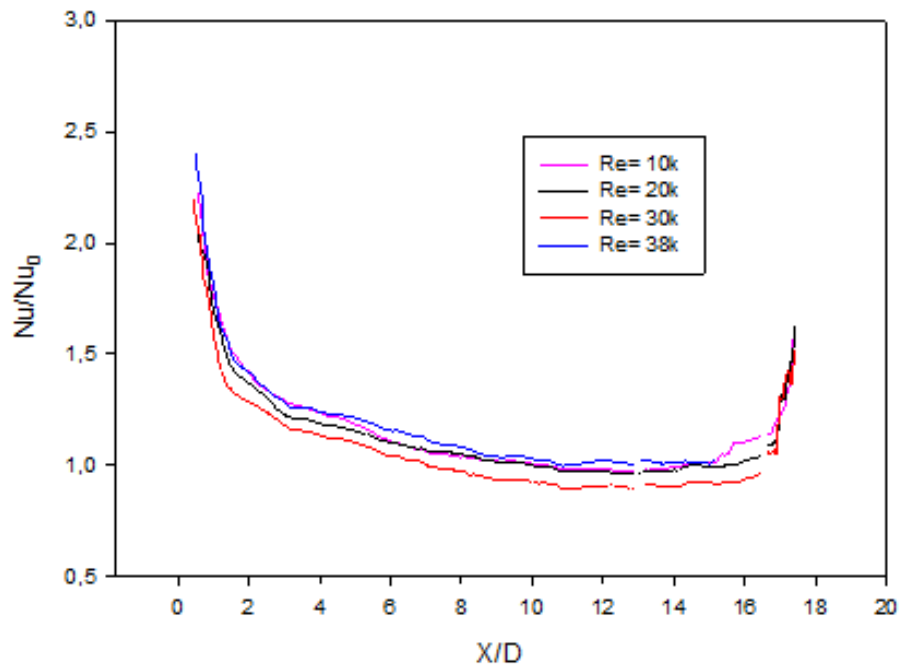


Fig. 4.9: andamento lungo l'asse del canale del numero di Nusselt, normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio Nu_0 , al variare del numero di Reynolds

4.4. Scambio termico convettivo del canale corrugato

Il principale obiettivo dello studio riguarda le prestazioni termiche del canale in presenza di sporgenze inclinate a 45° rispetto alla direzione della corrente d'aria. Per le configurazioni corrugate del canale è stato utilizzato il riscaldatore sagomato *ad hoc*, grazie al quale il flusso termico elettrico è erogato nella sola superficie *inter-rib* e la sporgenza è considerata solo come promotore di turbolenza e non come aletta che incrementerebbe la superficie di scambio termico.

In Fig. 4.10 sono riportate, a titolo di esempio, alcune immagini termografiche acquisite durante la sperimentazione dell'intera sezione di prova (a sinistra) e di una sezione ridotta, ripresa con il massimo ingrandimento della fotocamera, detta sezione zoomata (a destra). Il riquadro rosso individua i cinque moduli catturati interamente nella sezione zoomata (ovvero dal modulo 7 all'11). Come nel caso del canale liscio, il deflusso dell'aria procede da sinistra verso destra.

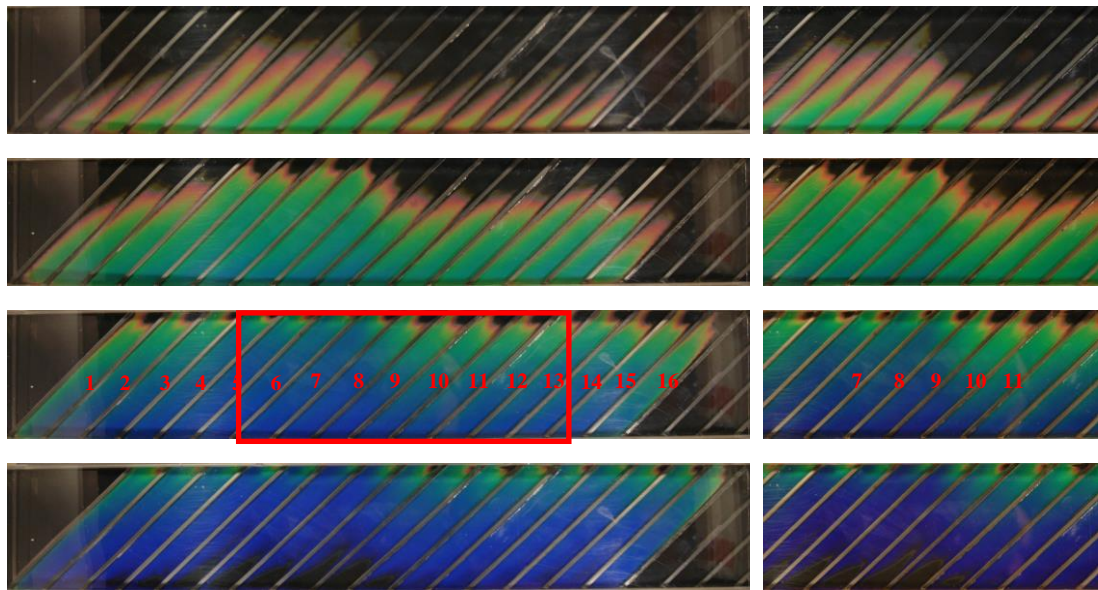


Fig. 4.10: immagini termografiche acquisite, relative ad una prova campione, dove il flusso termico erogato aumenta dall'immagine in alto verso quella in basso

In Fig. 4.11-4.13 sono riportate le mappe di Nu/Nu_0 per ciascun numero di Reynolds analizzato, ovvero $Re = 10.000, 20.000, 30.000$. Le mappe full-frame si riferiscono a una regione compresa tra $x = 0$ e $x = 580$ mm (17.4 diametri idraulici) e tra $y = 0$ e $y = 100$ mm (tutta la regione trasversale), mentre le mappe del frame zoomato si riferiscono a una regione compresa tra $x = 180$ mm e 430 mm (ovvero da $x/D_{hyd} = 5.4$ a 13).

Si può notare come la presenza delle *ribs* alteri in maniera sensibile, rispetto alla situazione di canale liscio, lo scambio termico del canale. Le sporgenze inclinate di 45° modificano la fluidodinamica, come dimostrato da numerosi autori, tra cui Tanda et al. [27], in quanto si instaura un moto elicoidale (traslatorio + rotatorio) che provoca una distribuzione del numero di Nusselt fortemente asimmetrica rispetto all'asse del canale. Si riscontrano valori locali superiori nei primi moduli, atti allo sviluppo del regime termico periodico, e negli ultimi moduli, che risentono di effetti di conduzione tangenziale nella base della sezione di prova.

Per ogni numero di Reynolds analizzato, si possono distinguere zone abbastanza circoscritte con Nu/Nu_0 compreso tra 1.5 e 2 per y/W compreso tra 0.8 e 1; per $Re = 10.000$ la regione a basso Nu si estende meno rispetto agli altri due numeri di Reynolds analizzati. Nella parte centrale del canale, ovvero quella compresa tra $y/W = 0.2$ e 0.8 (il 60% della superficie del canale), Nu/Nu_0 assume valori compresi tra 2 e 3.5. La regione



compresa tra $y/W = 0$ e 0.2 presenta un sensibile aumento dello scambio termico convettivo, con valori di Nu incrementati di un fattore maggiore di 4 rispetto al valore di riferimento per il canale liscio. Nella regione in prossimità di $y/W = 0$, il vortice secondario che convoglia aria fresca dal centro del canale viene indirizzato verso la parete riscaldata; per y/W tendente a 1 il vortice trasferisce invece aria preriscaldata, con minore capacità di rimozione del calore. Tale asimmetria termica è positiva dal punto di vista dello scambio termico, con valori di Nu incrementati rispetto al canale liscio, ma anche dannosa dal punto di vista strutturale in quanto tende ad accentuare gli stress termici sulla pala, creando zone a temperature minori da un lato e maggiori da quello opposto. L'asimmetria termica si traduce in un marcato gradiente di Nu lungo la direzione trasversale y/W . Tale gradiente è maggiore tanto più ci si avvicina a $y/W = 0$, mentre all'aumentare y/W la distribuzione di Nu/Nu_0 è maggiormente uniforme.

Si ritiene utile riportare anche i risultati delle immagini zoomate che presentano un maggior grado di dettaglio e si focalizzano sui moduli centrali dove si hanno con certezza le condizioni di periodicità del campo termico e del campo di moto (da Fig. 4.11 a 4.13).

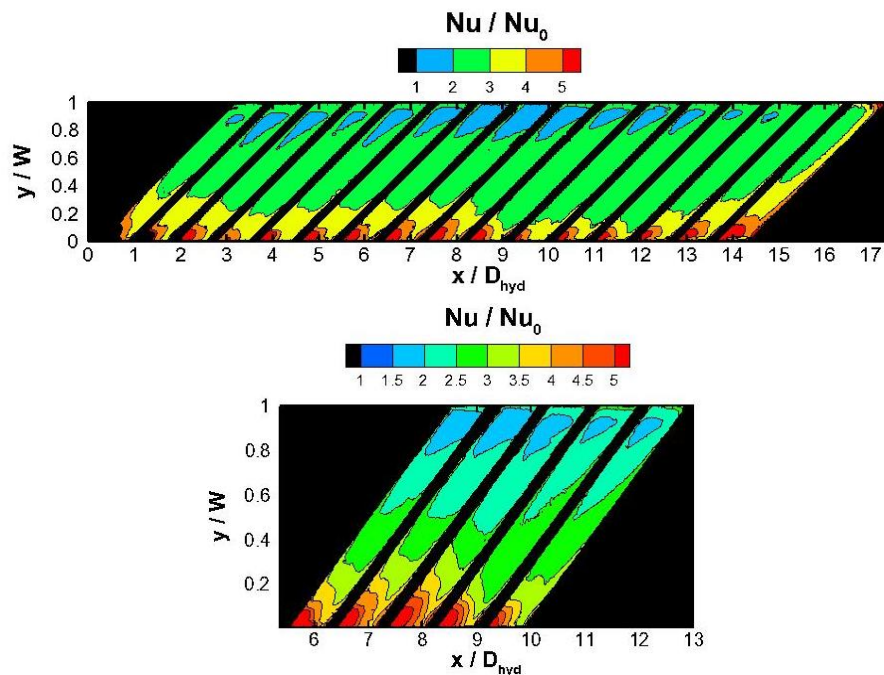


Fig. 4.11: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 10.000$

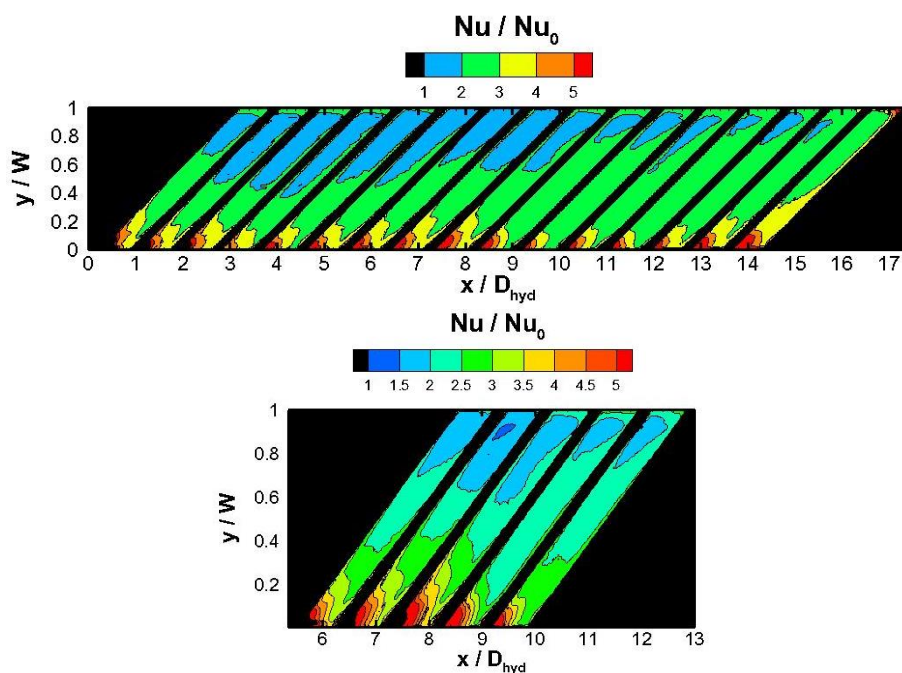


Fig. 4.12: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 20.000$

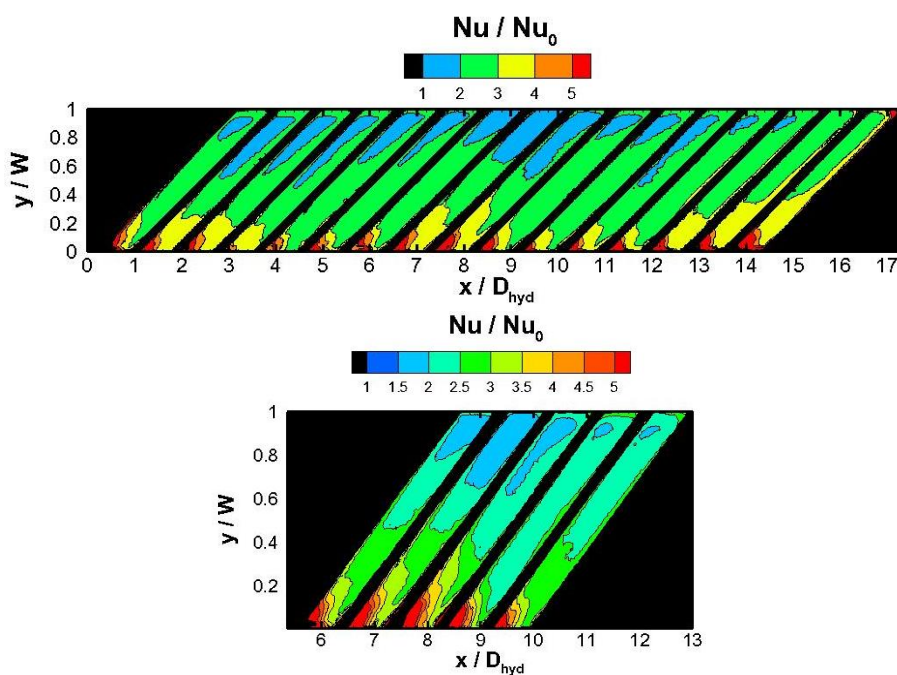


Fig. 4.13: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 30.000$

Di seguito sono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , al variare del numero di Reynolds ed al variare della posizione trasversale considerata y/W . Le posizioni trasversali interessanti alle quali riferire gli



andamenti di Nusselt sono evidenziate nello schema di Fig. 4.14, che riporta il disegno del canale corrugato con doppio *intersecting ribs*, e nella fattispecie:

- $y/W = 0.50$, in corrispondenza dell’asse del canale;
- $y/W = 0.25, 0.75$, (che rappresentano anche le mezzerie dei sotto-moduli per la configurazione con un *intersecting rib* al centro del canale);
- $y/W = 0.16, 0.84$, (che rappresentano anche le mezzerie dei sotto-moduli adiacenti alle pareti laterali per la configurazione a doppio *intersecting ribs*);
- $y/W = 0.10, 0.40, 0.60, 0.90$, ovvero quote adoperate per confronti tra i valori locali sia a parità di configurazione che a parità di posizione trasversale.

Per ogni configurazione, è stato scelto di mostrare i diagrammi delle posizioni più significative. Ad esempio, per la configurazione con le sporgenze inclinate e senza *intersecting rib*, sono state scelte le posizioni trasversali per y/W pari a 0.10, 0.50 e 0.90, ovvero la mezzeria e le due posizioni più periferiche.

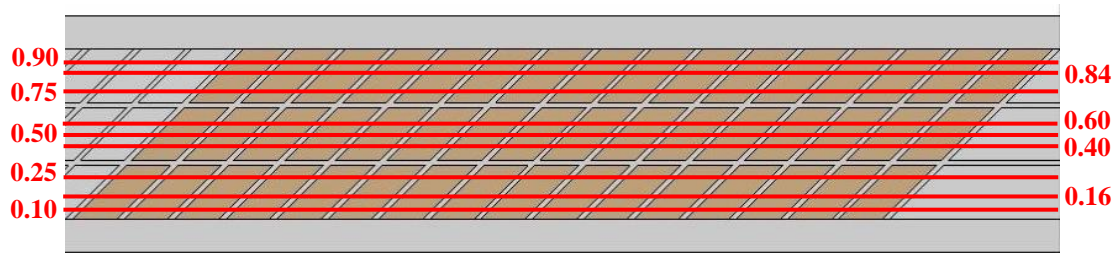


Fig. 4.14: posizione delle diverse quote y/W lungo la larghezza della sezione di prova

Dai diagrammi si evince come all’aumentare del numero di Reynolds vi sia un incremento del numero di Nusselt, così come nel caso di canale liscio. Le distribuzioni di Nu vs. x/D_{hyd} denotano, come prevedibile, un andamento di natura periodica: il numero di Nusselt è maggiore all’inizio dell’*inter-rib*, ha un andamento decrescente fino a circa metà della lunghezza assiale del modulo, per poi aumentare fino ad incontrare la *rib* successiva.

Come detto precedentemente, Nu aumenta per y/W tendente a 0: si riscontrano i valori massimi nella posizione trasversale $y/W = 0.10$, che via via decrescono per y/W tendente a 1. Si può notare inoltre come per $y/W = 0.10$ ci sia uno scostamento percentuale dei valori massimi e minimi all’interno del modulo stesso molto superiore rispetto alle altre traverse considerate.

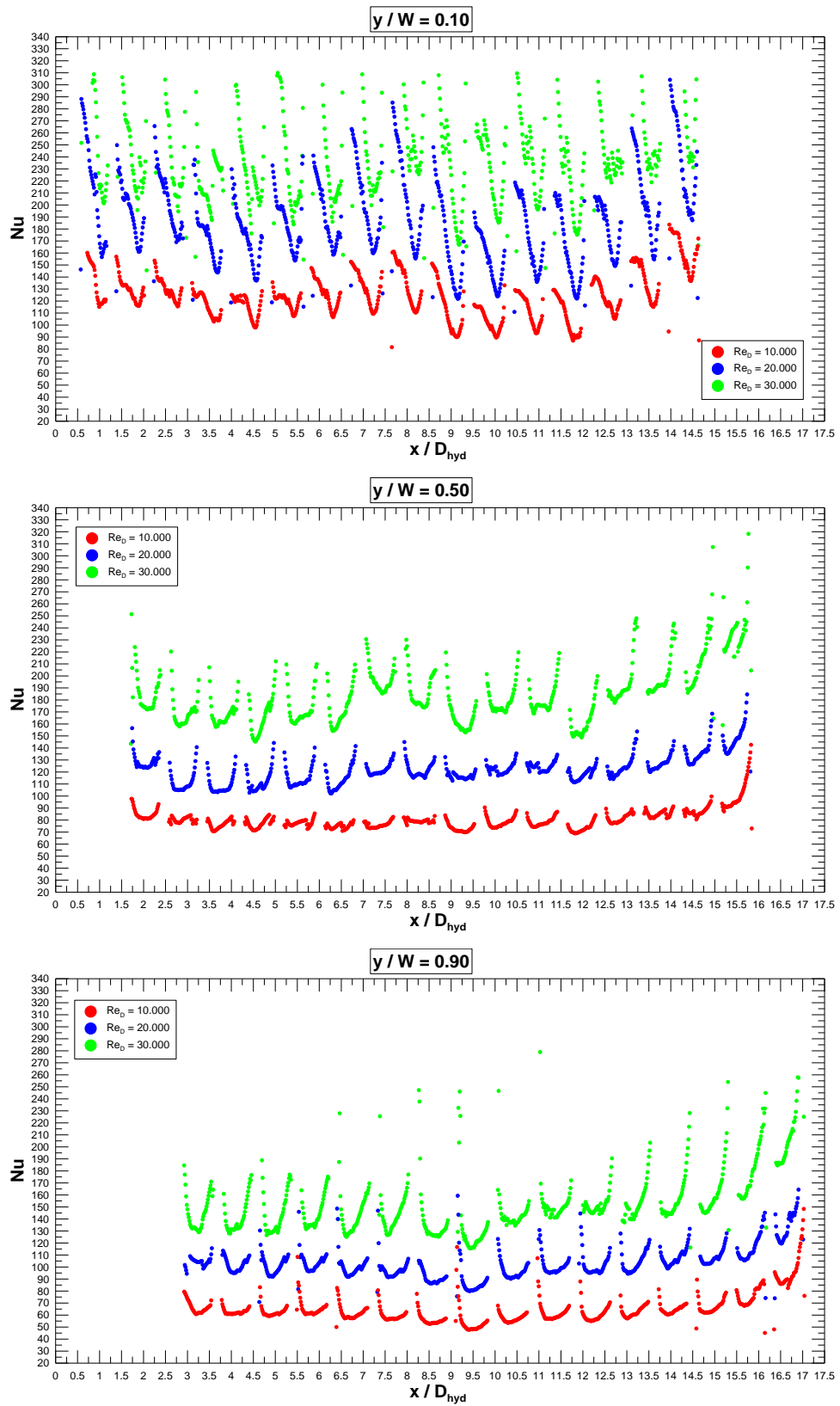


Fig. 4.15: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W



4.4.1. Ripetibilità

La ripetibilità delle misure è stata verificata ripetendo alcune prove termiche nelle medesime condizioni operative. Ad esempio, nelle Fig. 4.16-4.19 sono riportati i confronti delle mappe di Nu/Nu_0 per prove ripetute a Re pari a 10.000 e 20.000. Le discrepanze riscontrate nei valori di Nu tra una prova e la sua ripetizione sono ben inferiori all'incertezza sperimentale calcolata.

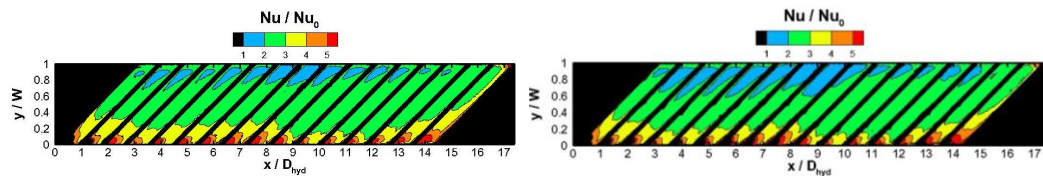


Fig. 4.16: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 10.000$ (full-frame)

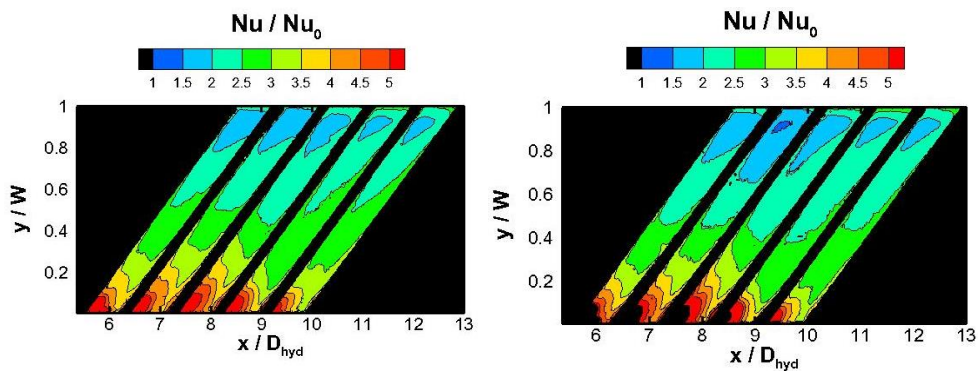


Fig. 4.17: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 10.000$ (zoom)

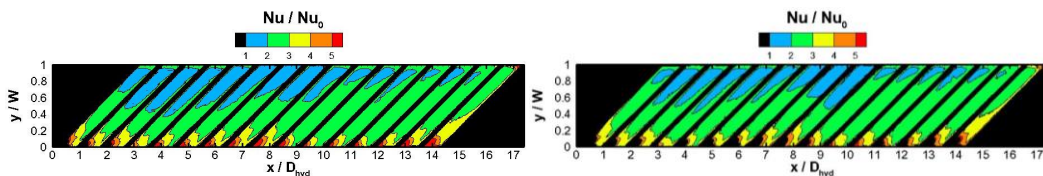


Fig. 4.18: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (full-frame)

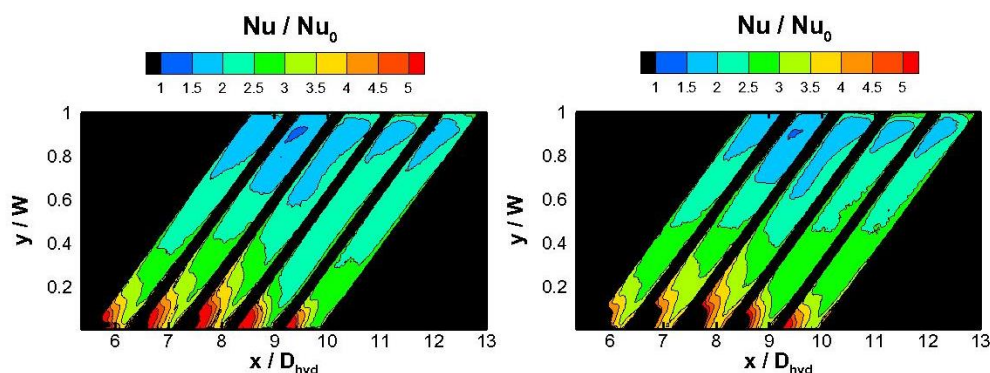


Fig. 4.19: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (zoom)

4.5. Scambio termico convettivo del canale corrugato con setto longitudinale

Un obiettivo del presente studio è quello di identificare delle configurazioni utili a potenziare le prestazioni termiche in canali con sporgenze inclinate. A tal fine, la successiva configurazione testata è costituita dal canale corrugato con *ribs* inclinate di 45° rispetto alla direzione della corrente d'aria e un setto longitudinale applicato nella mezzeria del canale, chiamato *intersecting rib*, e posizionato sia nella sezione di prova riscaldata, che nel tratto corrugato per lo sviluppo del moto. Tale setto longitudinale, oltre a incrementare ulteriormente la turbolenza del canale, con conseguente aumento delle perdite di carico (Paragrafo 4.2), ha la specifica funzione di spezzare in due il vortice che si viene a creare a causa dell'inclinazione delle *ribs*. Come detto precedentemente, per creare la superficie isoflusso termico è stato utilizzato il riscaldatore elettrico sagomato.

In Fig. 4.20 sono riportate alcune immagini termografiche acquisite durante la sperimentazione dell'intera sezione di prova (a sinistra) e della sezione zoomata (a destra). Il riquadro rosso individua i cinque moduli catturati interamente nella sezione zoomata: in questo caso tali moduli sono divisi in dieci sotto-moduli (ovvero dal modulo 7 all'11 e dal 23 al 27).

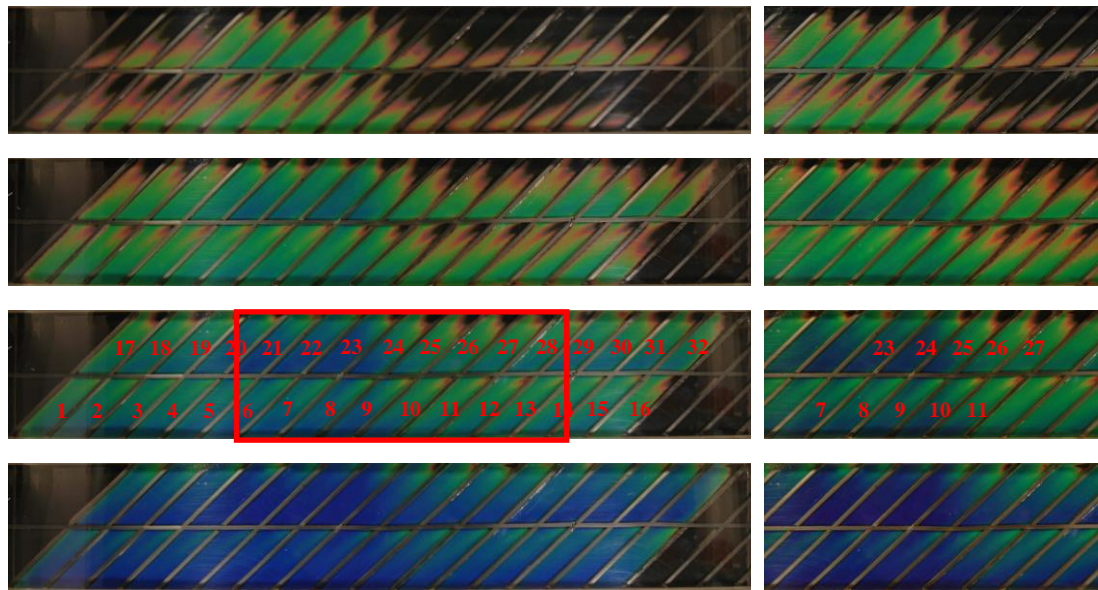


Fig. 4.20: immagini termografiche acquisite, relative ad una prova campione, dove il flusso termico erogato aumenta dall'immagine in alto verso quella in basso

In Fig. 4.21-4.23 sono riportate le mappe di Nu/Nu_0 per ciascun numero di Reynolds analizzato, ovvero $Re = 10.000$, 20.000 e 30.000 . Come per la configurazione precedente, le mappe full-frame si riferiscono a una regione compresa tra $x = 0$ e $x = 580$ mm (17.4 diametri idraulici) e tra $y = 0$ e $y = 100$ mm (tutta la regione trasversale), mentre le mappe del frame zoomato si riferiscono a una regione compresa tra $x = 180$ mm e 430 mm (ovvero da $x/D_{hyd} = 5.4$ a 13).

L'*intersecting rib* divide il canale corrugato in due canali con caratteristiche fluidodinamiche e termiche simili: il vortice secondario principale si scinde in due vortici affiancati, con riduzione dei gradienti trasversali di Nu ed incremento dell'efficienza termica attesa per $y/W > 0.5$. La distribuzione di Nu/Nu_0 risulta abbastanza uniforme sulla superficie di prova, con valori locali superiori nei primi moduli, tipici dello sviluppo del regime termico periodico, e negli ultimi moduli che risentono di effetti di conduzione tangenziale nella base della sezione di prova.

Anche in questo caso, si ha un notevole incremento del numero di Nusselt rispetto al numero di Nusselt di riferimento per il canale liscio. Per $Re = 10.000$ e 30.000 si hanno zone a Nu/Nu_0 minimo compreso tra 2 e 2.5, mentre per $Re = 20.000$, compreso tra 1.5 e 2 in alcune zone molto circoscritte rispetto all'intera superficie di prova. Per $Re = 20.000$, tali regioni a basso Nu sono in corrispondenza di y/W compreso tra 0.9 e 1 e tra 0.4 e 0.5.



Come nel caso della configurazione a sporgenze inclinate e senza *intersecting rib*, spostandosi a y/W tendente a 0, Nu aumenta sensibilmente, con valori di Nu/Nu_0 superiori a 4 nella regione compresa tra $y/W = 0$ e 0.2. Escludendo le zone ad elevato Nu , Nu/Nu_0 assume valori compresi tra 2 e 5 in circa il 90% della superficie di prova. Analizzando i sotto-moduli separatamente, si evince come Nu aumenti spostandosi verso il setto ($y/W = 0.5$) per i sotto-moduli tra $y/W = 0.5$ e 1, e per y/W tendente a 0 per i sotto-moduli tra $y/W = 0$ e 0.5.

Analizzando la regione dei sotto-moduli compresi tra $y/W = 0$ e 0.5, si può notare come la zona adiacente a $y/W = 0$ presenti valori di Nu superiori rispetto a quella analoga adiacente a $y/W = 0.5$, indice del fatto che le condizioni termofluidodinamiche nei due sotto-moduli formati dall'*intersecting rib* non sono perfettamente identiche. In effetti il vortice che si forma tra $y/W = 1$ e 0.5 incontra l'*intersecting rib*, che ha un'altezza limitata, mentre il vortice tra $y/W = 0.5$ e 0 incontra la parete solida e probabilmente esercita localmente, vicino a $y/W = 0$, una maggiore azione refrigerante rispetto a quella che si riscontra vicino a $y/W = 0.5$.

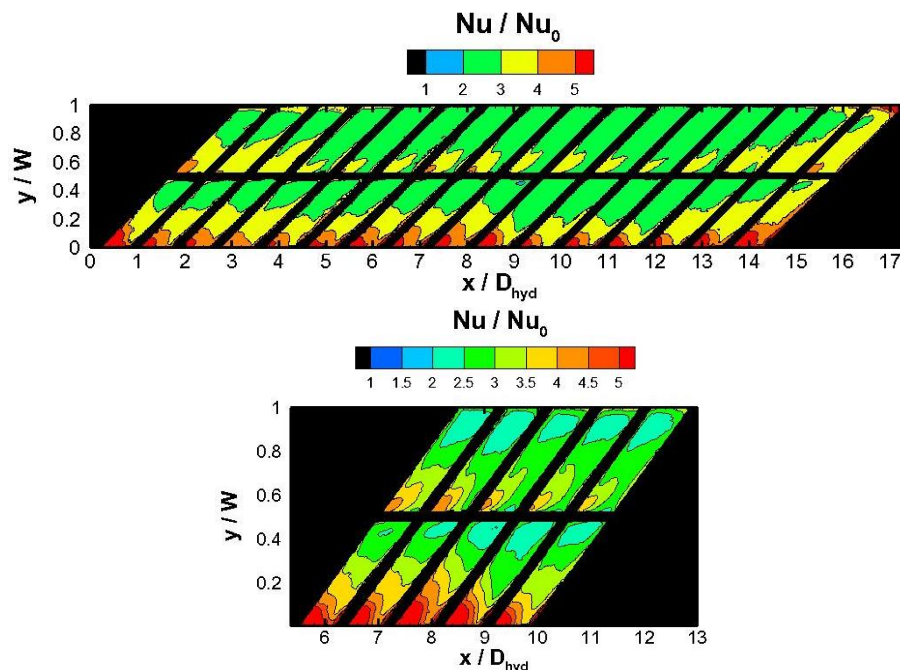


Fig. 4.21: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 10.000$

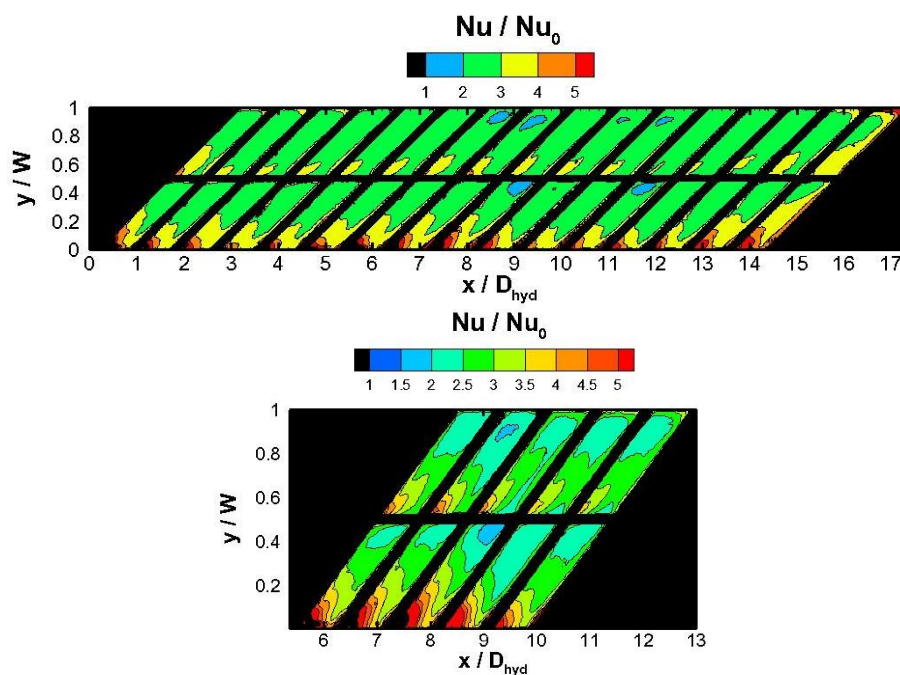


Fig. 4.22: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 20.000$

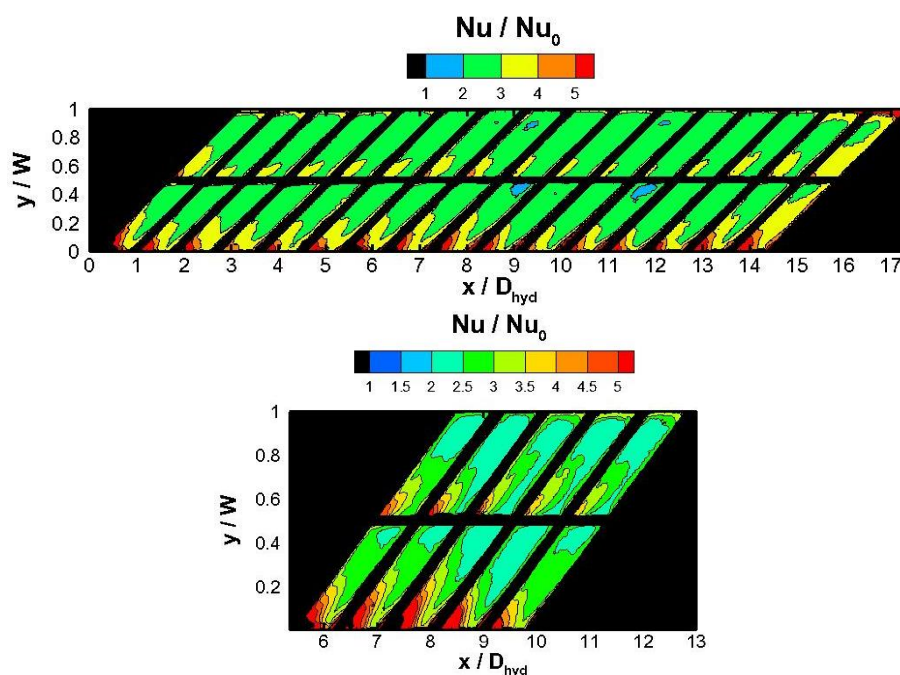


Fig. 4.23: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 10.000$

Come nel caso della configurazione precedente, vengono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , al variare del numero di



Reynolds e al variare della posizione trasversale considerata y/W (ovvero $y/W = 0.10, 0.40, 0.60, 0.90$, riportate nella precedente Fig. 4.14).

Anche in presenza dell'*intersecting ribs*, un incremento del numero di Reynolds provoca un aumento del numero di Nusselt e quindi un miglioramento sensibile dello scambio termico del canale corrugato. È inoltre confermato il comportamento di natura periodica delle distribuzioni di Nu vs. x/D_{hyd} : il numero di Nusselt è maggiore all'inizio dell'*inter-rib*, ha un andamento decrescente fino a circa metà della lunghezza assiale del modulo, per poi aumentare fino ad incontrare la sporgenza inclinata successiva.

Il confronto tra le distribuzioni di Nu ottenute per $y/W = 0.1$ e 0.6 ribadisce ciò già osservato a commento delle mappe bidimensionali: ovvero una non perfetta simmetria delle condizioni di scambio termico nelle regioni a massima efficienza (dove i moti secondari ‘impingono’ la superficie); infatti i livelli di Nu per $y/W = 0.1$ sono mediamente superiori rispetto a quelli registrati per $y/W = 0.6$.

Invece gli andamenti alle quote $y/W = 0.40$ e 0.90 , in corrispondenza delle regioni di ciascun sotto-modulo a basso Nu , risultano ben sovrapposti.

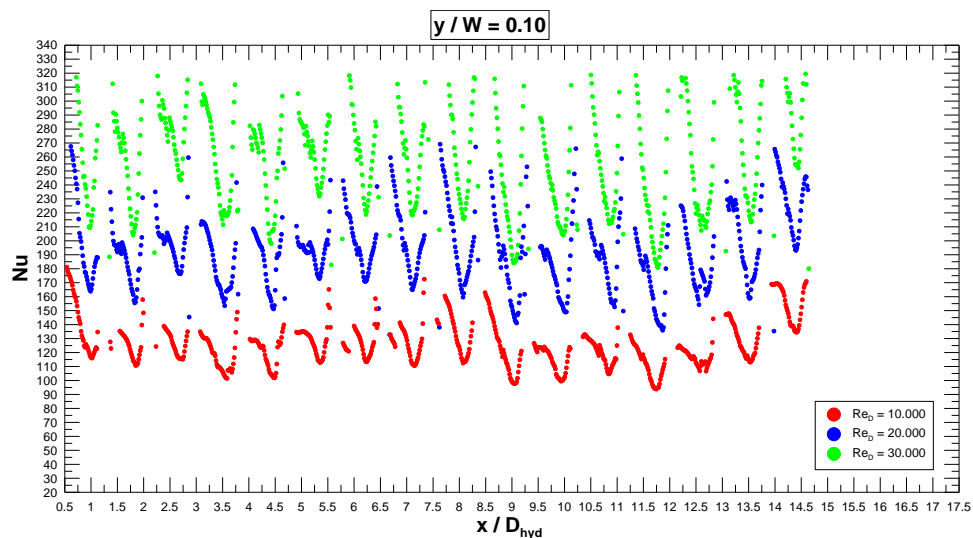


Fig. 4.24a: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

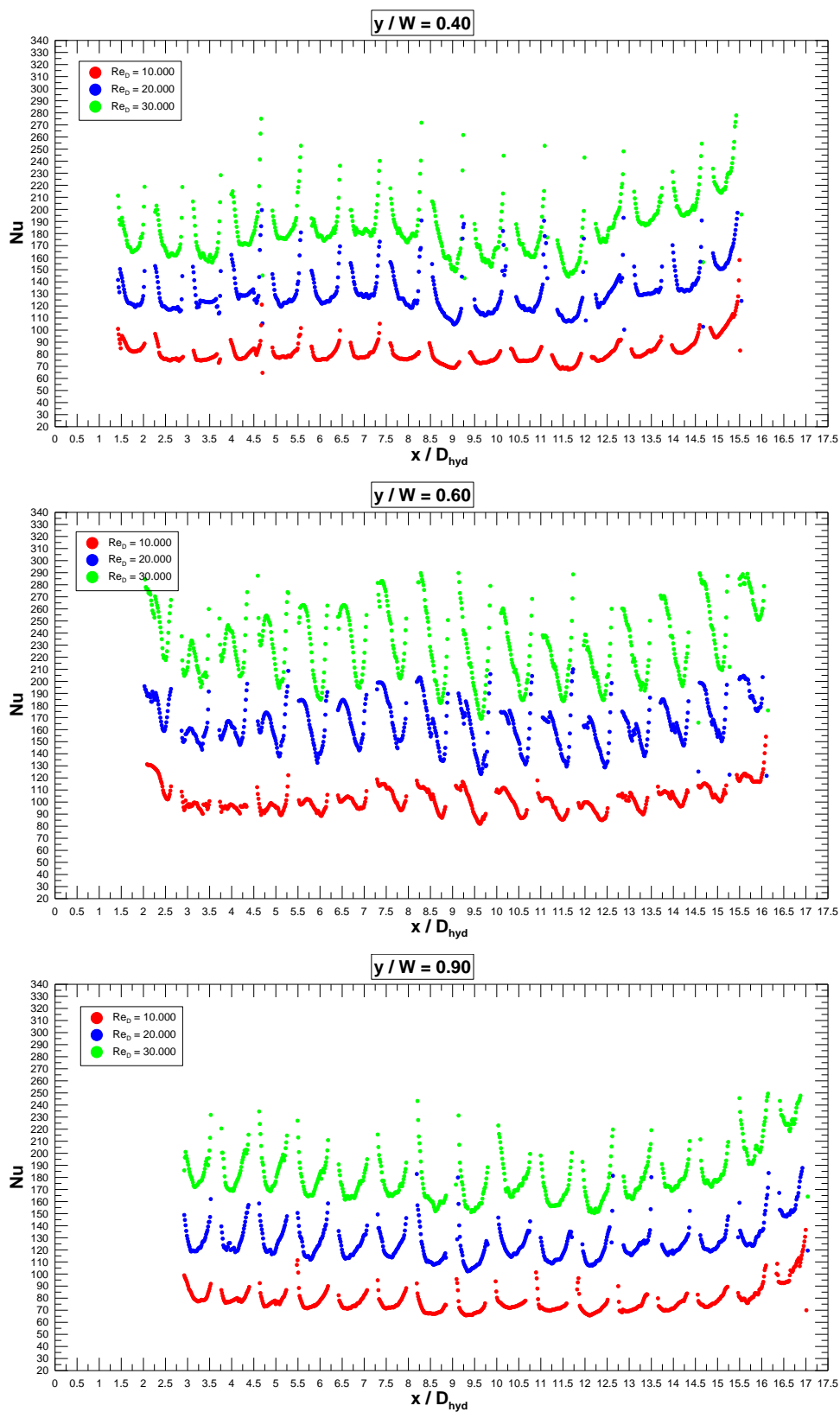


Fig. 4.24b: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W



Infine la Fig. 4.25 riportata gli andamenti del numero di Nusselt in corrispondenza delle mezzerie di ciascun sotto-modulo ($y/W = 0.25$ e 0.75). Anche in questo caso le distribuzioni risultano abbastanza sovrapposte.

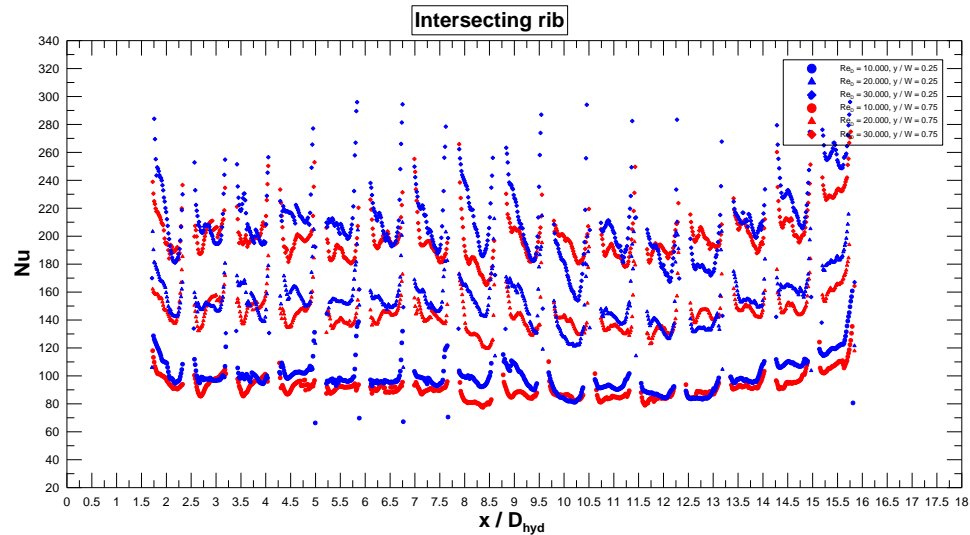


Fig. 4.25: confronto degli andamenti di Nu vs. x/D_{hyd} , nelle mezzerie dei sotto-moduli ($y/W = 0.25$ e 0.75) per diversi valori di Re

4.5.1. Ripetibilità

In Fig. 4.26-4.31 sono riportati i confronti delle mappe di Nu/Nu_0 , per verificare la ripetibilità delle prove per Re pari a 10.000, 20.000 e 30.000. È stata riscontrata un’ottima ripetibilità delle misure, confermata anche dalla Fig. 4.32 che riporta l’andamento di Nu vs. x/D_{hyd} a $y/W = 0.60$, dalla quale si evince la perfetta sovrapposizione dei valori di Nu. Le discrepanze nei valori del numero di Nusselt tra una prova e la ripetizione sono ben inferiori all’incertezza sperimentale dichiarata.

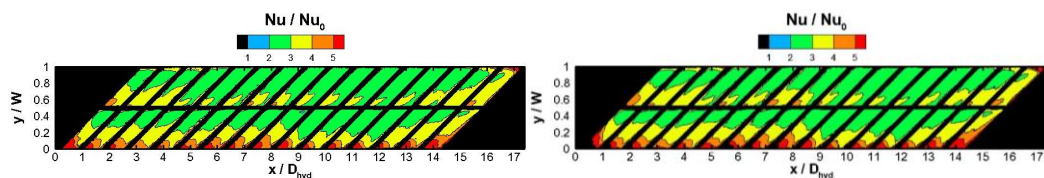


Fig. 4.26: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a Re = 10.000 (full-frame)

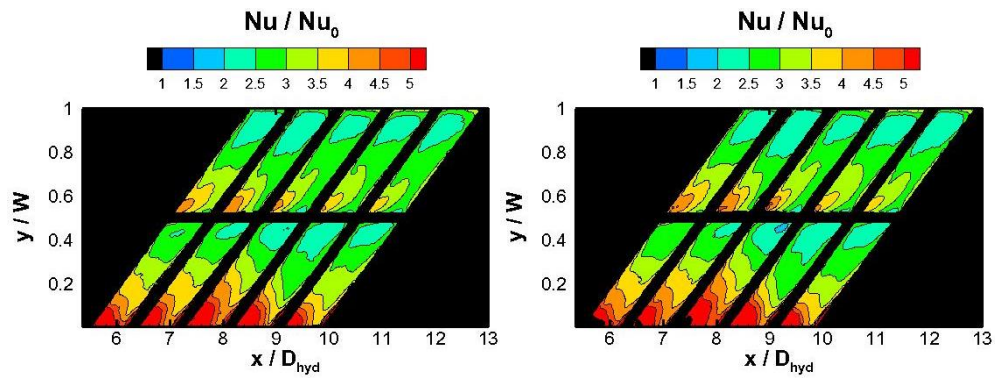


Fig. 4.27: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 10.000$ (zoom)

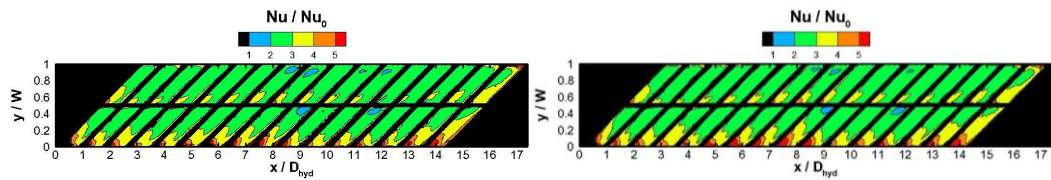


Fig. 4.28: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (full-frame)

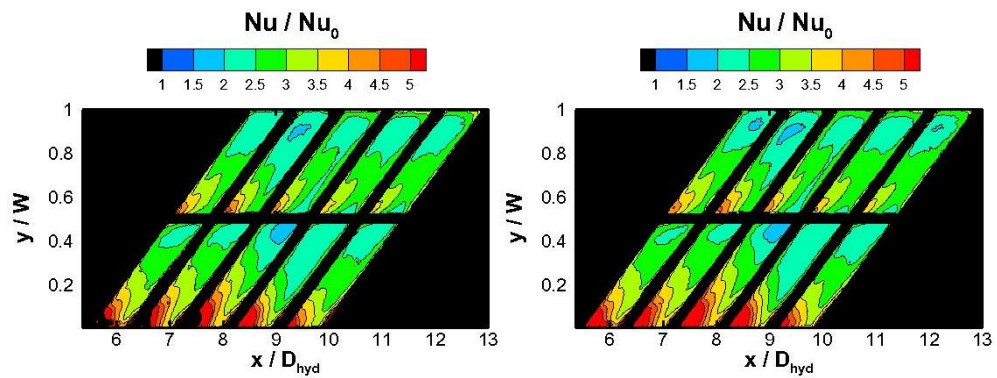


Fig. 4.29: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (zoom)

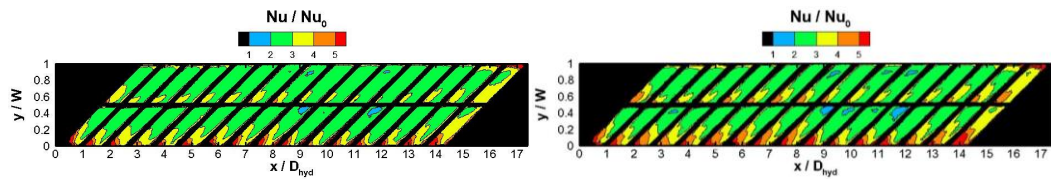


Fig. 4.30: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 30.000$ (full-frame)

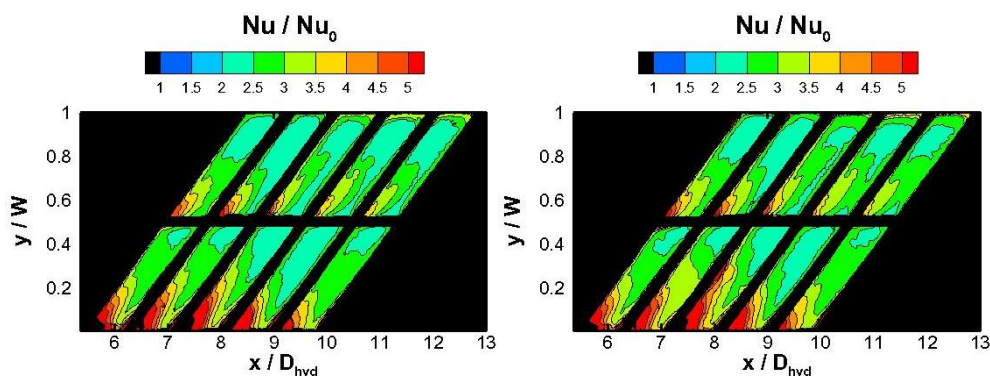


Fig. 4.31: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 30.000$ (zoom)

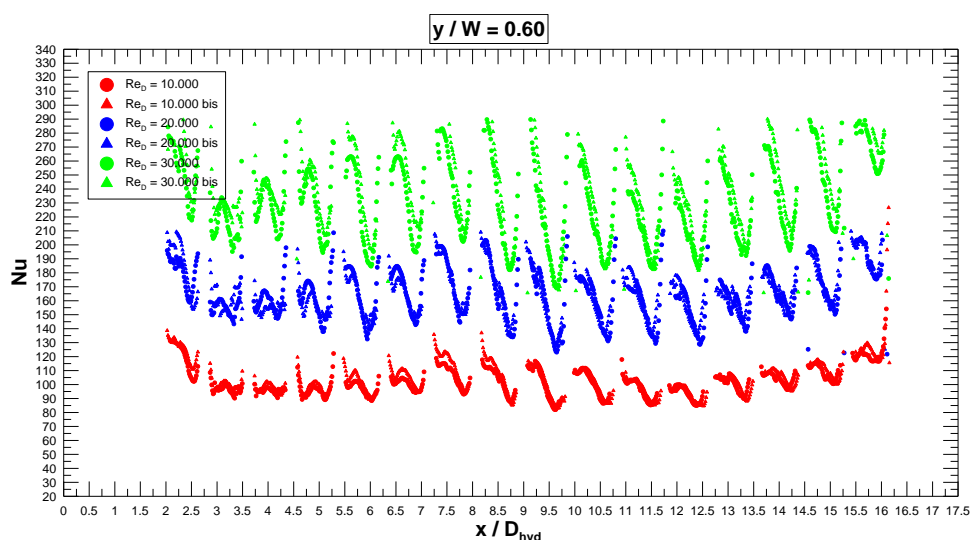


Fig. 4.32: confronto degli andamenti a $y/W = 0.60$ di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re

4.6. Scambio termico convettivo del canale corrugato con due setti longitudinali

L’inserimento di un singolo *intersecting rib* ha comportato variazioni significative nella distribuzione del coefficiente di scambio termico, riducendo in maniera significativa i gradienti trasversali di Nu ; ulteriori benefici verranno poi illustrati e discussi nei paragrafi successivi dedicati ai confronti tra le prestazioni termiche delle diverse configurazioni. Si è quindi proceduto ad investigare una nuova configurazione prendendo in considerazione un doppio *intersecting ribs*, in modo da creare ulteriori moti secondari ed auspicabilmente ancora migliori condizioni di scambio termico.

La quarta configurazione testata è quindi costituita dal canale corrugato con *ribs* inclinate di 45° rispetto alla direzione della corrente d’aria e due setti longitudinali



posizionati in corrispondenza di un terzo e due terzi della larghezza del canale, sia nella sezione di prova riscaldata, che nel tratto corrugato per lo sviluppo del moto.

In Fig. 4.33 sono riportate alcune immagini termografiche acquisite durante la sperimentazione dell'intera sezione di prova (a sinistra) e della sezione zoomata (a destra). Il riquadro rosso individua i cinque moduli catturati interamente nella sezione zoomata: in questo caso, tali moduli sono divisi in quindici sotto-moduli (ovvero dal modulo 7 all'11, dal 23 al 27 e 39 al 43).

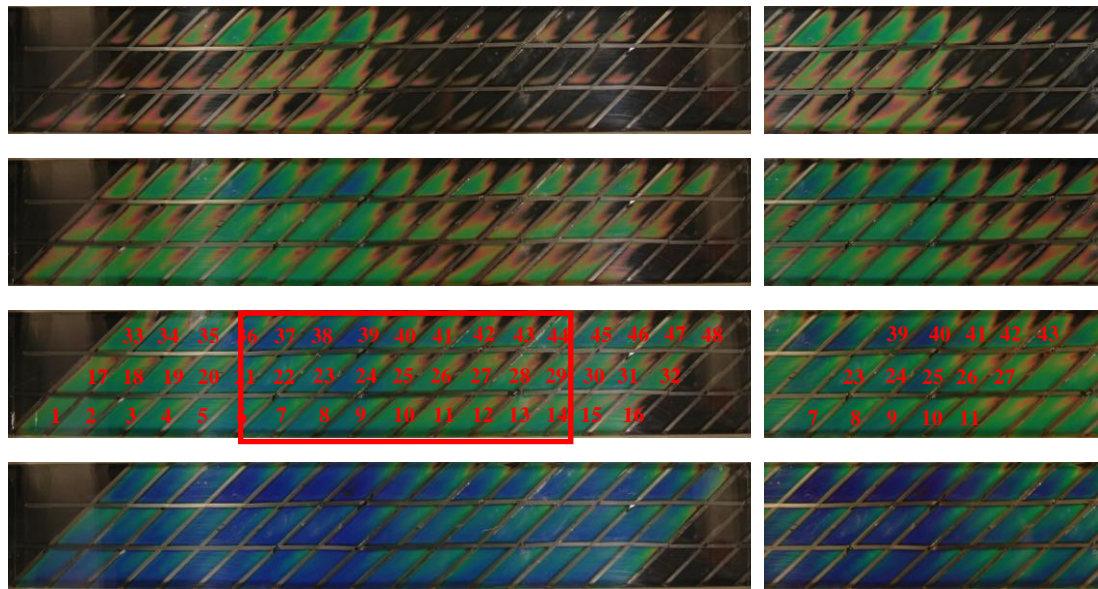


Fig. 4.33: immagini termografiche acquisite per una prova campione, dove il flusso termico erogato aumenta dall'immagine in alto verso quella in basso

In Fig. 4.34-4.35 sono riportate le mappe di Nu/Nu_0 per ciascun numero di Reynolds analizzato, ovvero $Re = 10.000$ e 20.000 . Il caso a $Re = 30.000$ non è stato analizzato in quanto le condizioni operative non lo hanno permesso.

Come per le configurazioni precedenti, le mappe full-frame si riferiscono a una regione compresa tra $x = 0$ e $x = 580$ mm (17.4 diametri idraulici) e tra $y = 0$ e $y = 100$ mm (tutta la regione trasversale), mentre le mappe del frame zoomato si riferiscono a una regione compresa tra $x = 180$ mm e 430 mm (ovvero da $x/D_{hyd} = 5.4$ a 13).

I due *intersecting ribs* dividono il canale corrugato in tre canali con caratteristiche fluidodinamiche e termiche simili: il vortice secondario principale si scinde in strutture secondarie di dimensioni inferiori, con notevole riduzione dei gradienti trasversali di Nu ed incremento dell'efficienza termica attesa in corrispondenza dei due sotto-moduli a $y/W >$



0.33. Anche in questo caso la distribuzione di Nu/Nu_0 risulta abbastanza uniforme sulla superficie di prova, con valori locali superiori nei primi moduli, atti allo sviluppo del regime termico periodico, e negli ultimi moduli, che risentono di effetti di conduzione tangenziale nella base della sezione di prova.

È stato osservato un notevole incremento del numero di Nusselt rispetto al numero di Nusselt di riferimento per il canale liscio. Si possono distinguere zone a basso Nu/Nu_0 , compreso tra 2 e 2.5, di estensione pari a circa il 10% della larghezza del canale in quasi tutti i sotto-moduli, e le discrepanze tra un modulo e l'altro rientrano pienamente nell'incertezza sperimentale.

Spostandosi a y/W decrescenti all'interno di ogni sotto-modulo, Nu aumenta sensibilmente: nei sotto-moduli per $y/W < 0.33$ e per y/W compreso tra 0.33 e 0.66 (quelli centrali) fino a valori di Nu/Nu_0 superiori a 4.5, mentre nel sotto-modulo per $y/W > 0.66$ fino a valori inferiori a 4.5.

Studiando i tre sotto-moduli originati dalle due *intersecting ribs*, si osserva che la regione adiacente a $y/W = 0$ presenta valori di Nu superiori rispetto a quella analoga, adiacente a $y/W = 0.33$, che a sua volta presenta valori superiori a quella adiacente a $y/W = 0.66$. Inoltre, si può notare come il gradiente di Nu nella direzione trasversale si attenui al crescere di y/W .

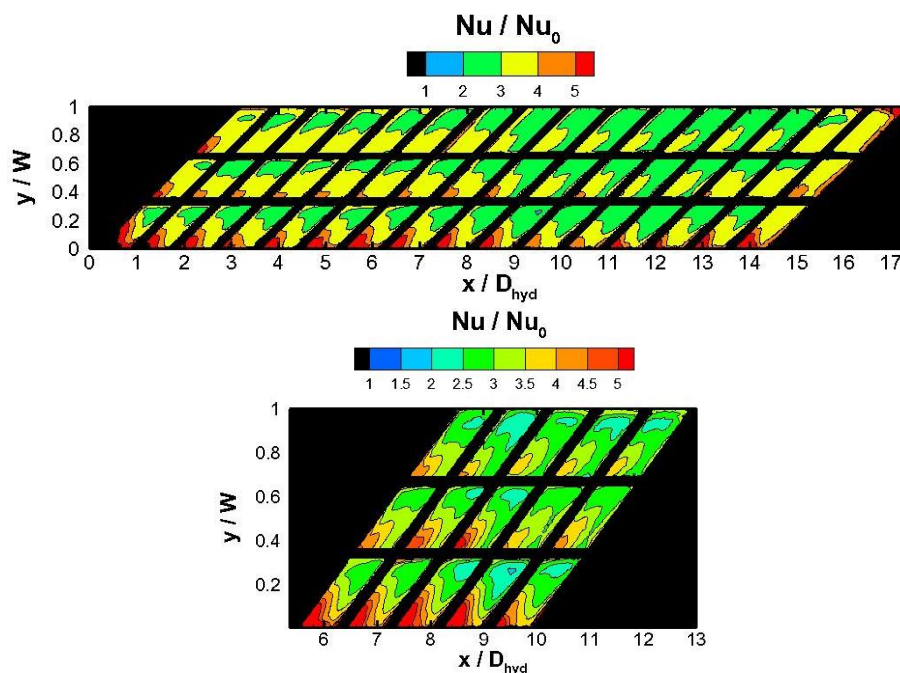


Fig. 4.34: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 10.000$

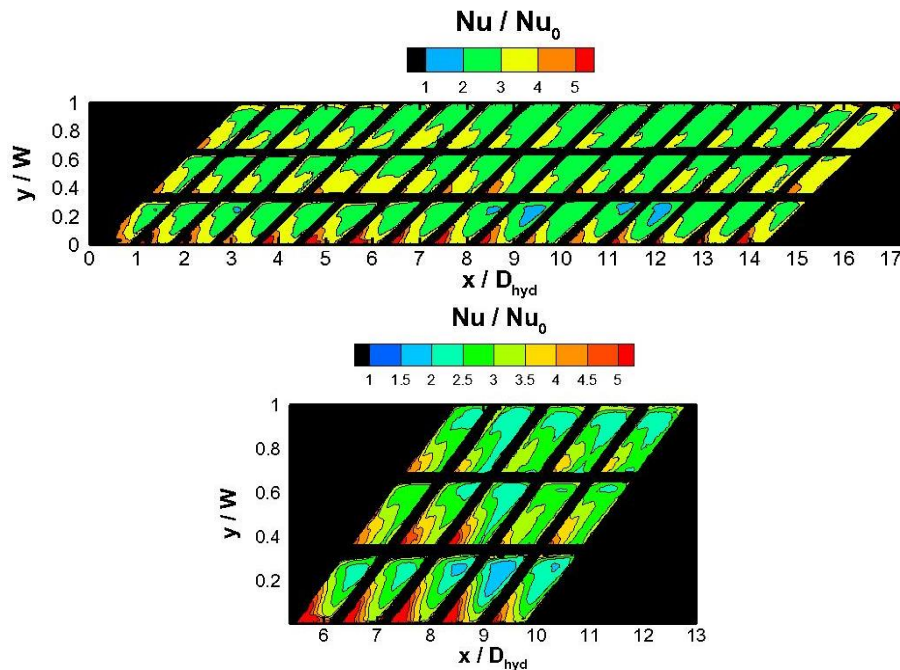


Fig. 4.35: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 20.000$

Come nel caso delle due precedenti configurazioni, vengono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , al variare del numero di Reynolds e al variare della posizione trasversale considerata y/W (ovvero $y/W = 0.10, 0.25, 0.40, 0.60, 0.75, 0.90$, riportate nella precedente Fig. 4.14).

Come nei tre casi precedentemente descritti, un incremento del numero di Reynolds provoca un aumento del numero di Nusselt e quindi un miglioramento sensibile dello scambio termico del canale corrugato. È confermato il comportamento di natura periodica delle distribuzioni di Nu vs. x/D_{hyd} : il numero di Nusselt è maggiore all’inizio dell’*inter-rib*, ha un andamento decrescente fino a circa metà della lunghezza assiale del modulo, per poi aumentare fino ad incontrare la *rib* successiva. Anche in questo caso sono stati riscontrati valori mediamente superiori del numero di Nusselt nei primi 3-4 moduli.

Inoltre, dall’esame complessivo della Fig. 4.36, si nota come gli andamenti alle quote $y/W = 0.25, 0.60$ e 0.90 (quelle caratterizzate da basso Nu) siano in genere sovrapposti, ovvero le distribuzioni delle regioni di ciascun sotto-modulo a basso Nu . Gli andamenti alle quote $y/W = 0.10, 0.40$ e 0.75 (quelle caratterizzate da alto Nu) risultano abbastanza simili, anche se si riscontrano livelli di Nu leggermente più elevati per $y/W = 0.1$ e



generalmente più bassi per $y/W = 0.75$, per le ragioni già evidenziate nel commento delle mappe bidimensionali.

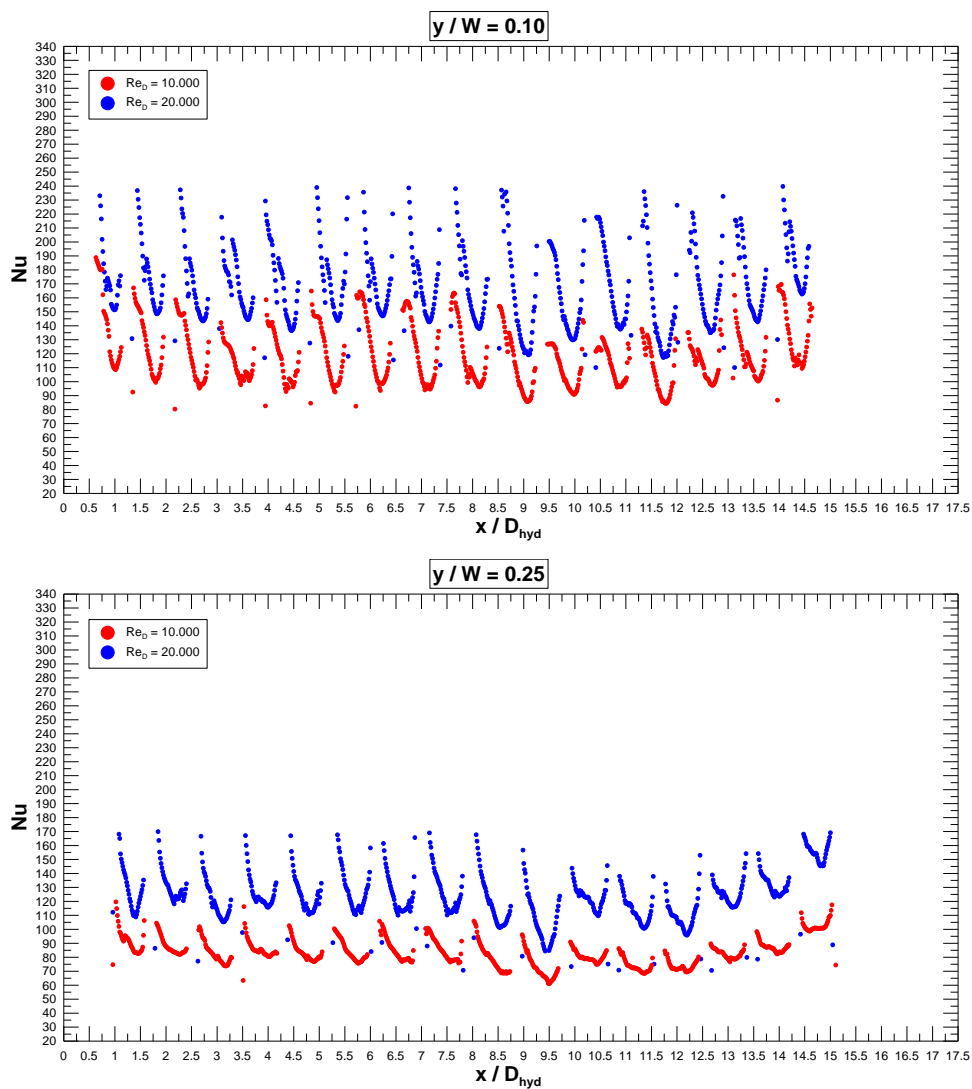


Fig. 4.36a: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

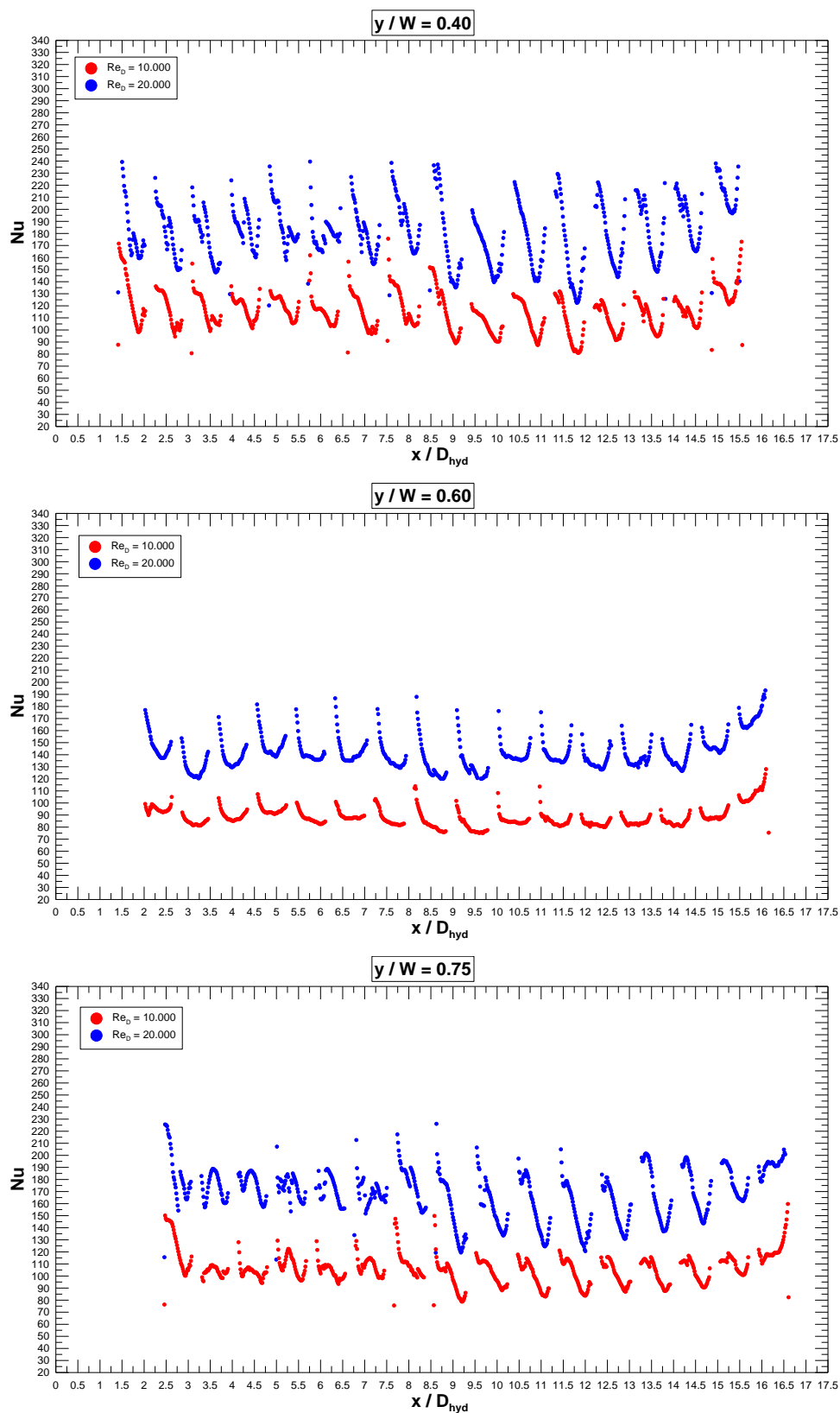


Fig. 4.36b: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

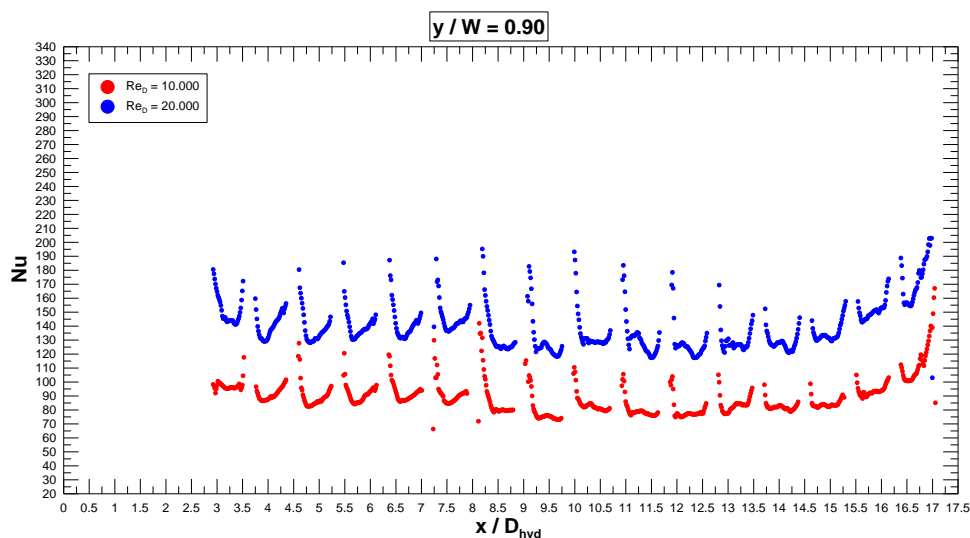


Fig. 4.36c: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

In Fig. 4.37 vengono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , al variare del numero di Reynolds e confrontando tre posizioni trasversali significative, ovvero quelle in corrispondenza delle mezzerie di ciascun sotto-modulo ($y/W = 0.16, 0.50, 0.84$). Le distribuzioni risultano abbastanza sovrapposte: l'introduzione dei due setti longitudinali, spezzando in tre tronconi il vortice causato dall'inclinazione delle *ribs*, crea in queste zone condizioni di scambio termico simili, come in tre canali distinti.

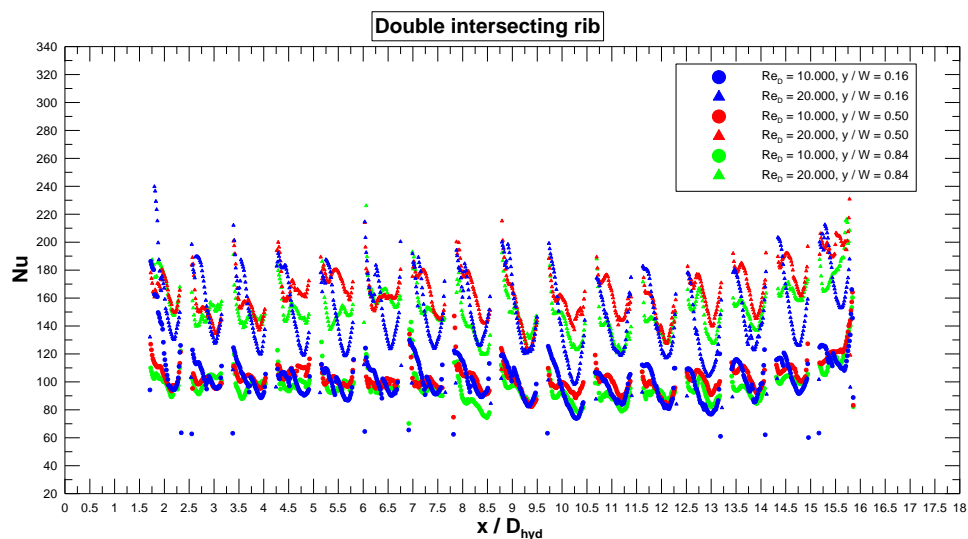


Fig. 4.37: confronto degli andamenti di Nu vs. x/D_{hyd} , nelle mezzerie dei sotto-moduli ($y/W = 0.16, 0.50$ e 0.84) per $Re = 10.000$ e 20.000



4.6.1. Ripetibilità

In Fig. 4.38-4.41 sono riportati i confronti delle mappe di Nu/Nu_0 , per verificare la ripetibilità delle prove per Re pari a 10.000 e 20.000. È stata riscontrata un’ottima ripetibilità delle misure, confermata anche dalla Fig. 4.42, che riporta l’andamento di Nu vs. x/D_{hyd} nella mezzeria del canale, dalla quale si evince la perfetta sovrapposizione dei valori di Nu . Le discrepanze nei valori di Nu tra una prova e la ripetizione sono ben inferiori all’incertezza sperimentale dichiarata.

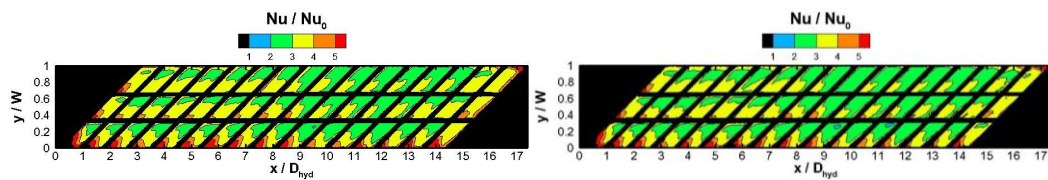


Fig. 4.38: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 10.000$ (full-frame)

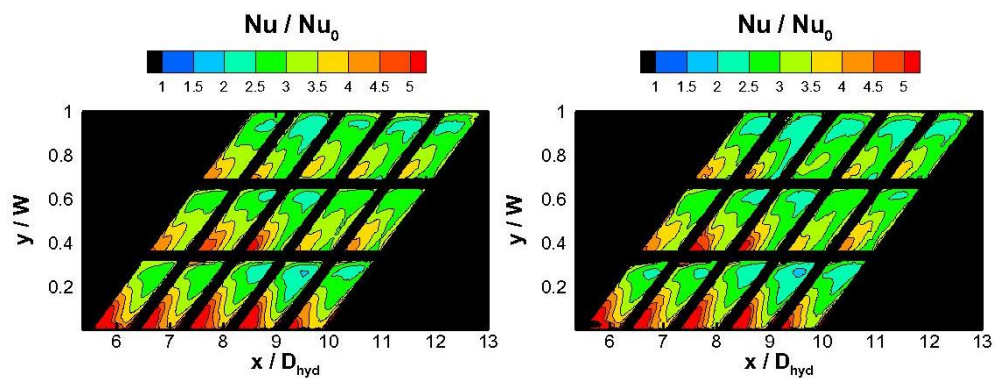


Fig. 4.39: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 10.000$ (zoom)

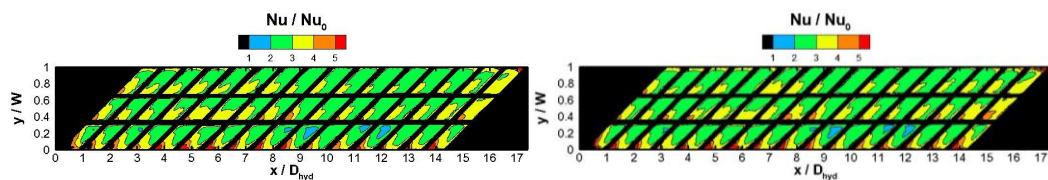


Fig. 4.40: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (full-frame)

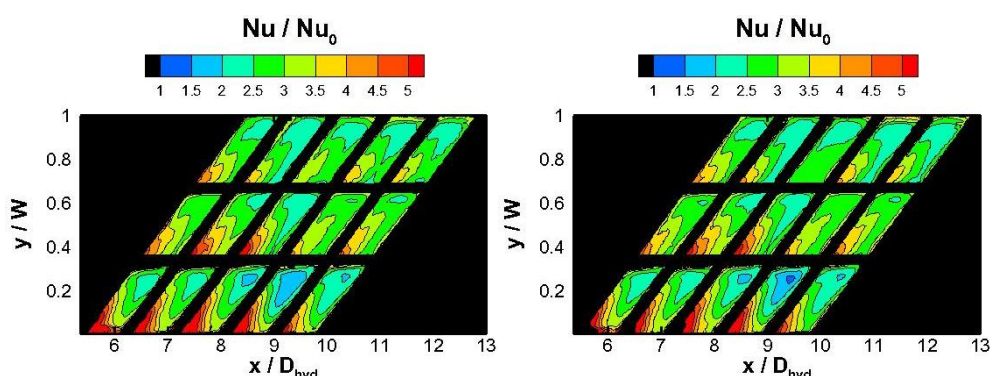


Fig. 4.41: confronto di Nu/Nu_0 tra le prove a $Re = 20.000$ (zoom)

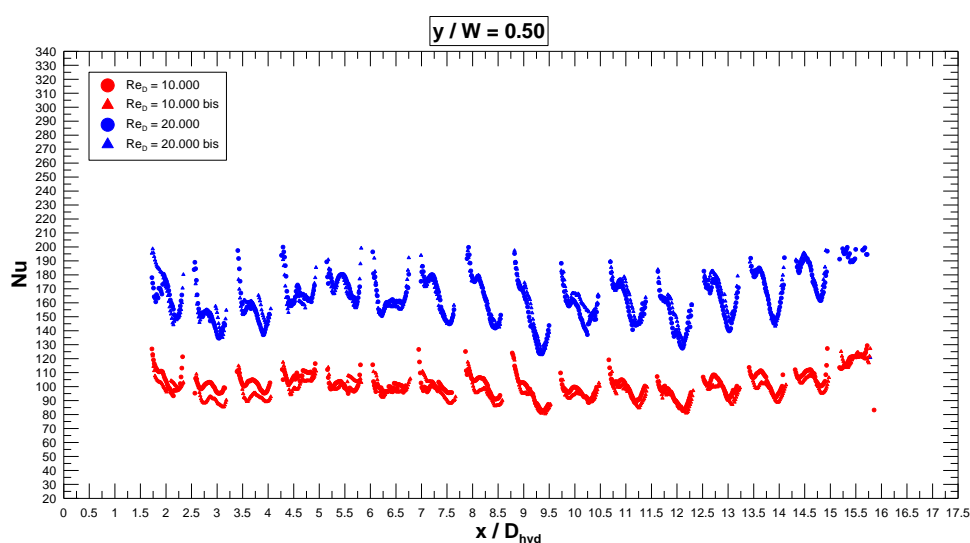


Fig. 4.42: confronto degli andamenti a $y/W = 0.50$ di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re

4.7. Scambio termico convettivo del canale corrugato con sporgenze inclinate riscaldate

La quinta configurazione testata è il canale corrugato con *ribs* inclinate di 45° rispetto alla direzione della corrente d'aria in presenza di riscaldamento anche nella parte inferiore delle sporgenze (e non unicamente della regione *inter-rib*, come nei casi precedenti). Per analizzare le performance termiche di tale configurazione è stato utilizzato un riscaldatore continuo, già adoperato per lo studio del canale liscio. In questo caso, anche le *ribs* partecipano allo scambio termico convettivo, in quanto aumentano la superficie di interfaccia con l'aria e non svolgono unicamente il ruolo di promotori di turbolenza.

In Fig. 4.43 sono riportati alcuni esempi di immagini termografiche acquisite durante la sperimentazione dell'intera sezione di prova (a sinistra) e della sezione zoomata (a destra).



Il riquadro rosso individua i cinque moduli catturati interamente nella sezione zoomata (ovvero dal modulo 7 all'11).

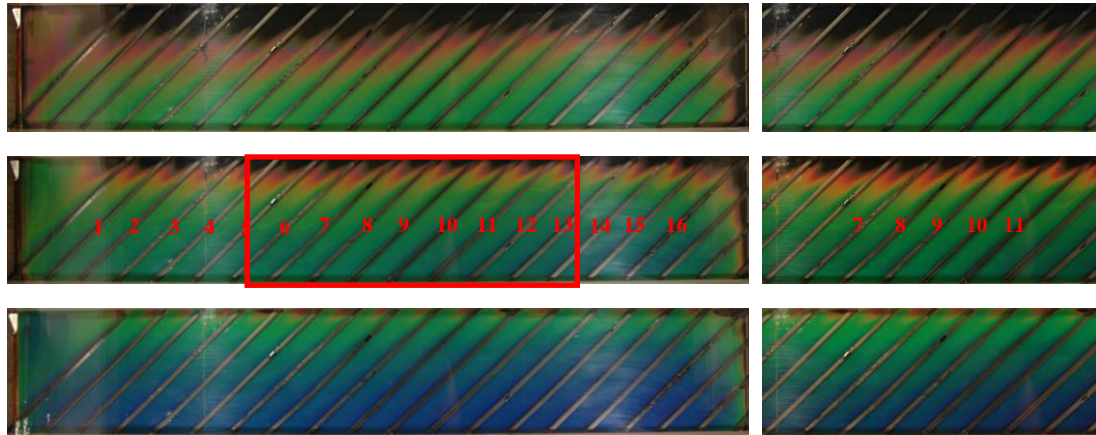


Fig. 4.43: immagini termografiche acquisite per una prova campione, dove il flusso termico erogato aumenta dall'immagine in alto verso quella in basso

In Fig. 4.44-4.46 sono riportate le mappe di Nu/Nu_0 per ciascun numero di Reynolds analizzato, ovvero $Re = 10.000$, 16.000 e 20.000 . Come per i precedenti casi analizzati, le mappe full-frame si riferiscono a una regione compresa tra $x = 0$ e $x = 580$ mm (17.4 diametri idraulici) e tra $y = 0$ e $y = 100$ mm (tutta la regione trasversale), mentre le mappe del frame zoomato si riferiscono a una regione compresa tra $x = 180$ mm e 430 mm (ovvero da $x/D_{hyd} = 5.4$ a 13).

Si osservano, per buona parte del canale, condizioni di sviluppo del regime termico periodico. In questo caso, per ogni numero di Reynolds analizzato, si possono distinguere zone abbastanza estese (circa il 50% della superficie della sezione di prova) con Nu/Nu_0 compreso tra 1.5 e 2 per y/W compreso tra 0.5 e 1 . Nella regione del canale caratterizzata da alti valori di Nu , ovvero quella compresa tra $y/W = 0$ e 0.5 , Nu/Nu_0 assume valori compresi tra 2 e 4 tra $y/W = 0.1$ e 0.5 . La regione compresa tra $y/W = 0$ e 0.1 presenta un sensibile aumento dello scambio termico convettivo, con valori di Nu incrementati di un fattore maggiore di 4 rispetto al valore di riferimento per il canale liscio. Come atteso, e già riscontrato nel caso di sporgenze inclinate e non riscaldate, l'asimmetria termica si traduce in gradiente di Nu lungo la direzione trasversale y/W . Tale gradiente è maggiore tanto più ci si avvicina a $y/W = 0$, mentre all'aumentare y/W la distribuzione di Nu/Nu_0 è maggiormente uniforme.



Le misure effettuate per questa configurazione hanno evidenziato valori superiori (del 10-20%) rispetto a precedenti prove termiche condotte in passato dal medesimo gruppo di ricerca (Tanda e Abram [25], Tanda et al. [32]). Ciò potrebbe essere imputabile al fatto che nell'impianto utilizzato per la presente sperimentazione il ventilatore fosse posto a monte e non a valle e che in questo studio sia presente una sezione corrugata a monte di quella riscaldata, con condizioni di turbolenza in ingresso ben superiori a quelle previste negli studi passati.

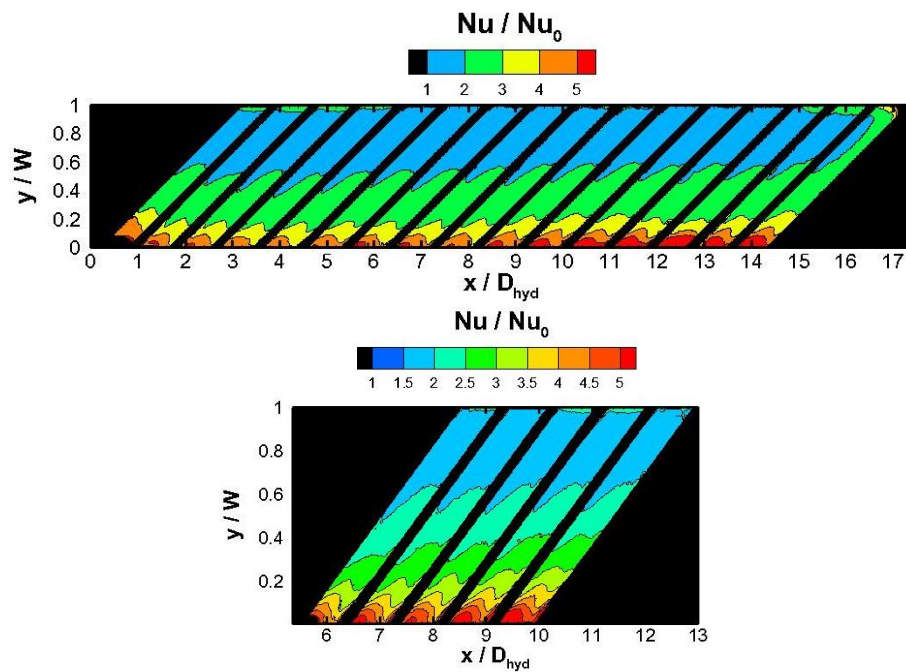


Fig. 4.44: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 10.000$

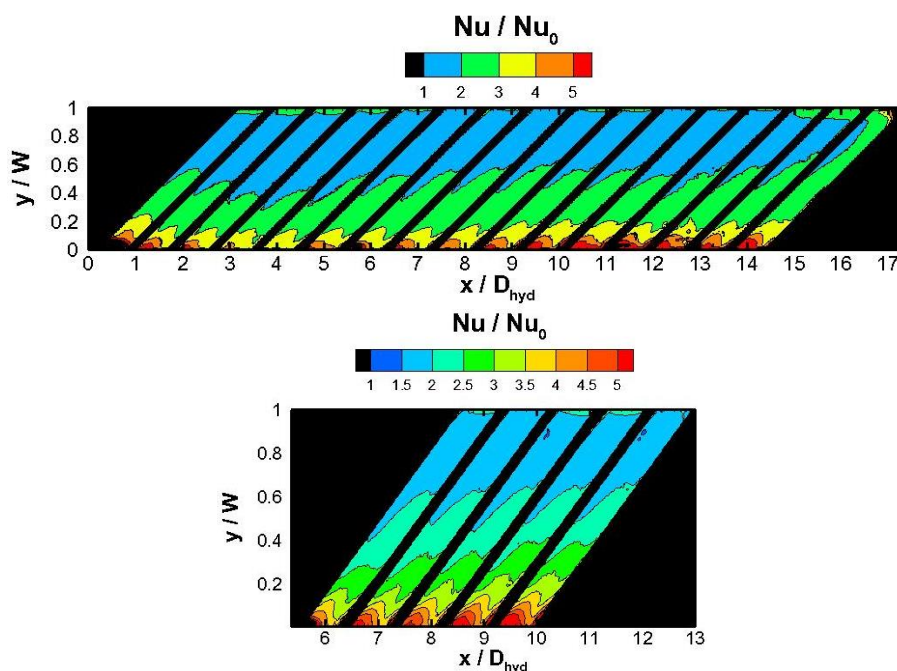


Fig. 4.45: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 16.000$

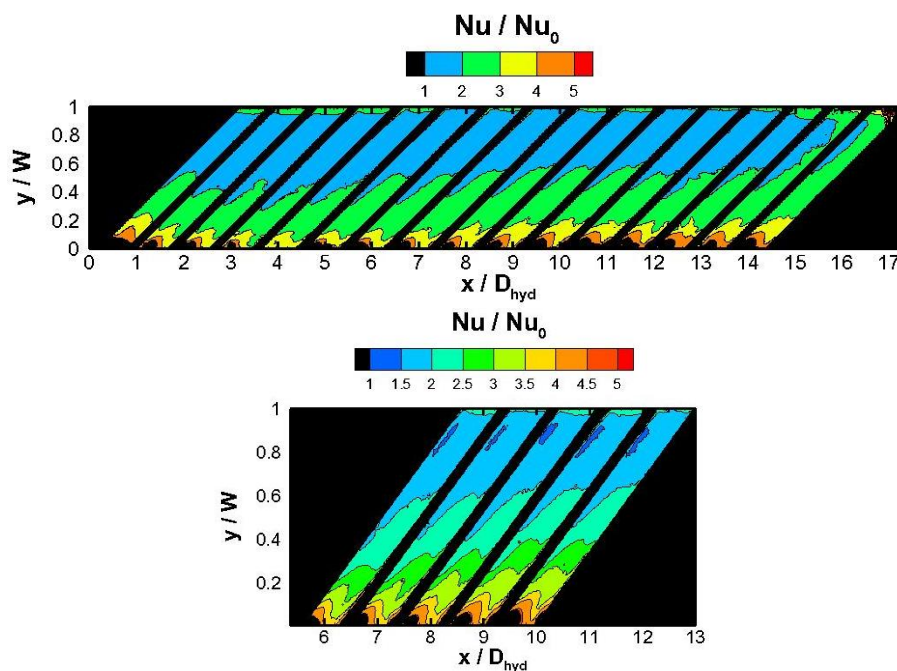


Fig. 4.46: mappa di Nu/Nu_0 , full-frame e zoom, per la prova $Re = 20.000$

Come nel caso delle quattro precedenti configurazioni, vengono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , al variare del numero di



Reynolds e al variare della posizione trasversale considerata y/W (ovvero $y/W = 0.10, 0.50$ e 0.90 , riportate nella precedente Fig. 4.14).

Come precedentemente detto, all’aumentare del numero di Reynolds si ha un incremento del numero di Nusselt e quindi un miglioramento sensibile dello scambio termico del canale corrugato. È confermato il comportamento di natura periodica delle distribuzioni di Nu vs. x/D_{hyd} : come già riscontrato in studi precedenti (Tanda [26]) per la traversa a $y/W = 0.1$ il valore medio tende ad incrementarsi (probabilmente per il continuo incremento della turbolenza locale), mentre alle altre quote si osserva un regime periodico stabilizzato.

L’effetto della condizione di riscaldamento delle *ribs* verrà affrontato nel paragrafo successivo dedicato ai confronti delle prestazioni termiche delle diverse configurazioni.

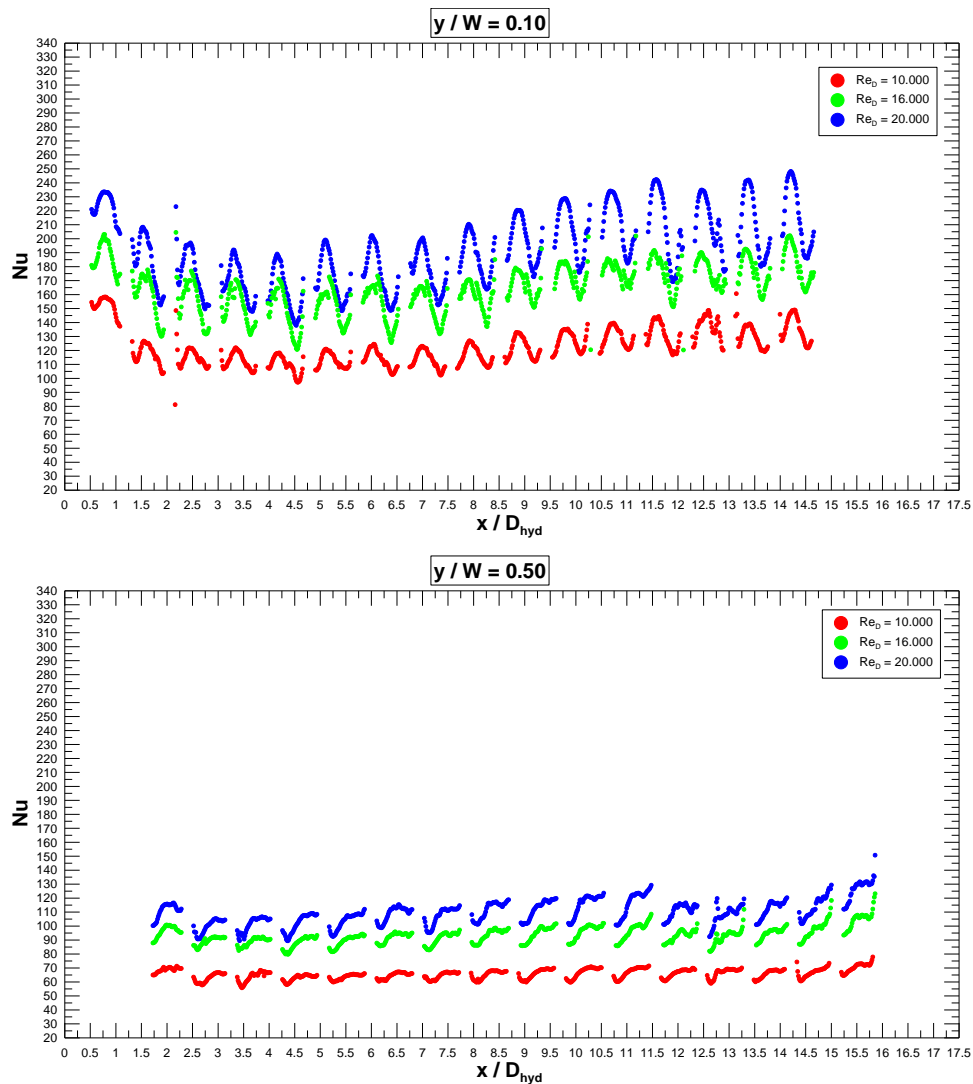


Fig. 4.47a: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

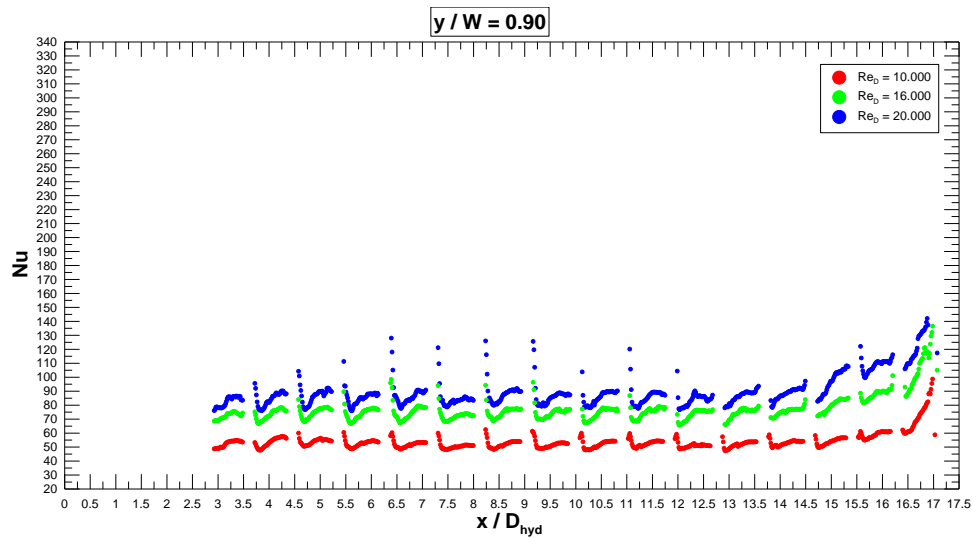


Fig. 4.47b: andamento di Nu vs. x/D_{hyd} , al variare di Re e della posizione y/W

4.8. Confronti tra le prestazioni termiche

In questo paragrafo vengono riportati i confronti tra le configurazioni testate, in termini di mappe 2D di Nu/Nu_0 , distribuzioni di Nu locale alle varie quote y/W , valori medi di Nu e Nu/Nu_0 calcolati all'interno di ogni singolo modulo e parametri prestazionali globali dell'intero canale. È stato quindi possibile quantificare la performance termica del canale e il miglioramento dello scambio termico convettivo con l'aggiunta di *intersecting ribs*, atti a modificare la fluidodinamica all'interno del canale ed incrementare la turbolenza del flusso.

4.8.1. Effetto dei setti longitudinali (*intersecting ribs*)

In Fig. 4.48-4.50 sono riportati i confronti in termini di Nu/Nu_0 in assenza e in presenza di uno o due *intersecting ribs*, al variare del numero di Reynolds. La normalizzazione di Nu con il valore corrispondente al canale liscio (Nu_0) permette di quantificare l'incremento di scambio termico rispetto alla configurazione di riferimento (appunto il canale senza sporgenze). Come noto, le corrugazioni inclinate di 45° rispetto alla direzione assiale del canale, creano un moto elicoidale caratterizzato da un vortice secondario che convoglia aria fresca dal centro del canale e che viene indirizzata verso la parete riscaldata per y/W tendente a 0, mentre per y/W tendente a 1 il vortice trasferisce invece aria preriscaldata, con minori capacità di rimozione del calore e provocando quindi una distribuzione di



Nusselt fortemente asimmetrica rispetto all'asse del canale. L'applicazione dell'*intersecting rib* divide il canale corrugato in due canali con caratteristiche fluidodinamiche e termiche simili: il vortice secondario principale si scinde in due vortici affiancati, con riduzione dei gradienti trasversali di Nu ed incremento dell'efficienza termica per $y/W > 0.5$. Con l'applicazione di un secondo *intersecting ribs*, i due setti equispaziati dividono il canale corrugato in tre canali con caratteristiche fluidodinamiche e termiche simili. In questo caso il vortice secondario, formatosi per l'inclinazione delle *ribs*, si scinde in strutture secondarie di dimensioni inferiori, con ulteriore riduzione dei gradienti trasversali di Nu ed incremento dell'efficienza termica attesa in corrispondenza dei due sotto-moduli a $y/W > 0.33$.

Per $Re = 10.000$, la regione compresa tra $y/W = 0.8$ e 1 , caratterizzata in generale da bassi valori di Nu , presenta valori di Nu/Nu_0 compresi tra 1.5 e 2 per la configurazione senza *intersecting ribs*; con l'introduzione di un setto Nu/Nu_0 si colloca localmente tra 2 e 2.5 e tra 2 e 3 nel caso di un doppio setto. Quindi le zone caratterizzate da uno scambio termico non efficiente (nel caso di sporgenze inclinate standard) presentano notevoli miglioramenti (dal 30 al 45%) con l'applicazione degli *intersecting ribs*. Analizzando la regione compresa tra $y/W = 0.2$ e 0.8 , Nu/Nu_0 assume valori compresi tra 2 e 3.5 nel caso standard (senza *intersecting ribs*), mentre la presenza di un setto longitudinale induce valori compresi tra 2.5 e 4.5 per $y/W = 0.5-0.8$ e la presenza di due setti longitudinali determina valori tra 3 e 4.5 per $y/W = 0.66-0.8$. In queste regioni citate, l'incremento indotto da uno o due setti longitudinali è particolarmente evidente. Infine, considerando la zona ad alto Nu , quella compresa tra $y/W = 0$ e 0.2 , tutte e tre le configurazioni del canale corrugato presentano similitudini molto marcate, in quanto si viene a formare una zona caratterizzata da valori di $Nu/Nu_0 > 4$ dovuti all'*impingement* dei moti secondari che hanno localmente caratteristiche simili. In generale si può asserire che la configurazione standard presenta forti variazioni trasversali di Nu/Nu_0 e questo aspetto è dannoso perché tende a creare stress termici causati dalla presenza di zone ad alta temperatura. I gradienti trasversali vengono contenuti con l'applicazione del singolo e doppio *intersecting ribs*.

Analizzando i casi a $Re = 20.000$ e 30.000 , si riscontrano forti analogie in termini di morfologia delle mappe 2D, valori di Nu/Nu_0 confrontabili con il caso precedentemente analizzato e non ci sono sostanziali differenze a livello qualitativo.

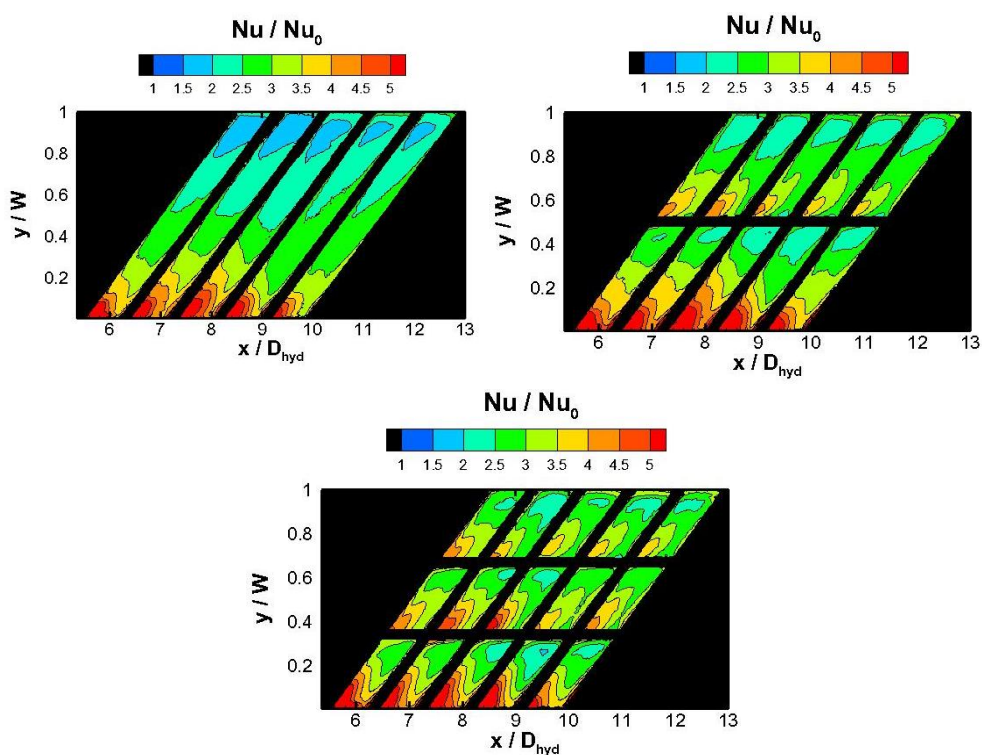


Fig. 4.48: mappe di Nu/Nu_0 per $Re = 10.000$ (zoom)

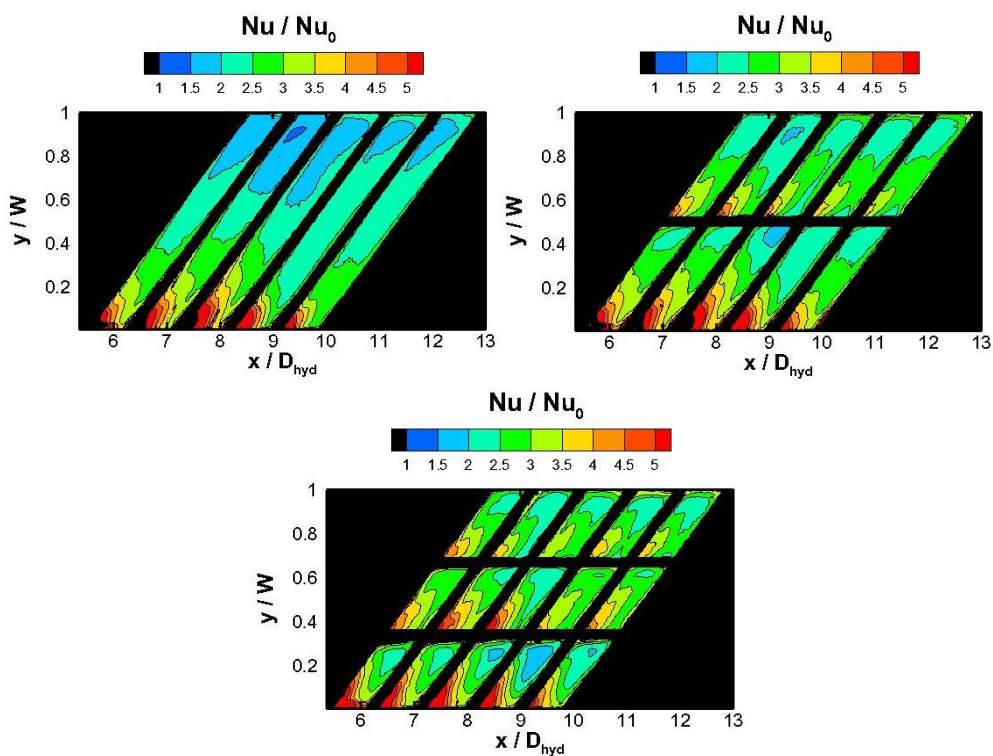


Fig. 4.49: mappe di Nu/Nu_0 per $Re = 20.000$ (zoom)

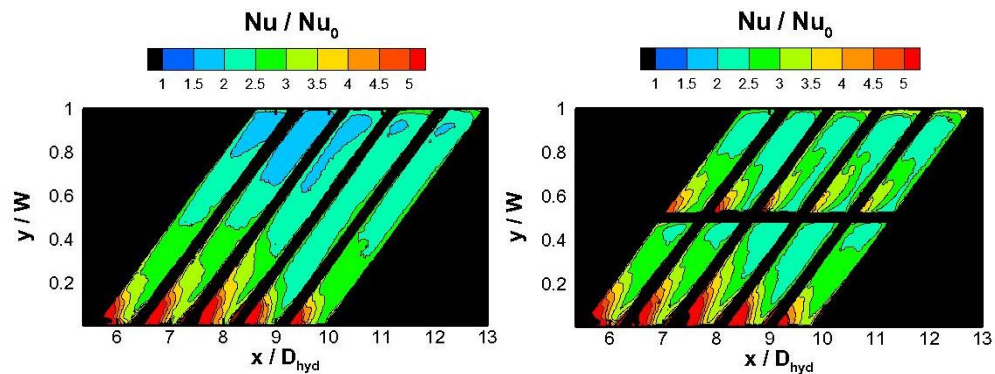


Fig. 4.50: mappe di Nu/Nu_0 per $Re = 30.000$ (zoom)

In Fig. 4.51 viene riportato il confronto degli andamenti di Nu vs. x/D_{hyd} , tra la configurazione standard e quella con un singolo *intersecting rib*. Gli andamenti vengono riferiti alla porzione di canale (x/D_{hyd} tra 7.5 e 15.5, al variare della posizione trasversale considerata) dove le condizioni termiche risentono meno degli effetti di avviamento e di uscita.

Sono riportate due traverse significative $y/W = 0.25$ e 0.75 , ovvero le mezzerie dei sotto-moduli per la configurazione con l'*intersecting rib*. Come si può osservare, nella regione caratterizzata da valori più elevati di Nusselt, ovvero per $y/W = 0.25$, gli andamenti tendono a sovrapporsi a conferma del fatto che i sotto-moduli a $y/W < 0.5$ riproducono la morfologia dei moduli romboidali della configurazione standard. Il vantaggio in termini di performance termica si evince analizzando il diagramma per $y/W = 0.75$: come si può vedere Nu aumenta sensibilmente in presenza dell'*intersecting rib* per ogni Reynolds considerato. Quindi, le regioni del canale termicamente efficienti rimangono pressoché invariate con l'applicazione del setto longitudinale, mentre le regioni termicamente inefficienti sono notevolmente migliorate.

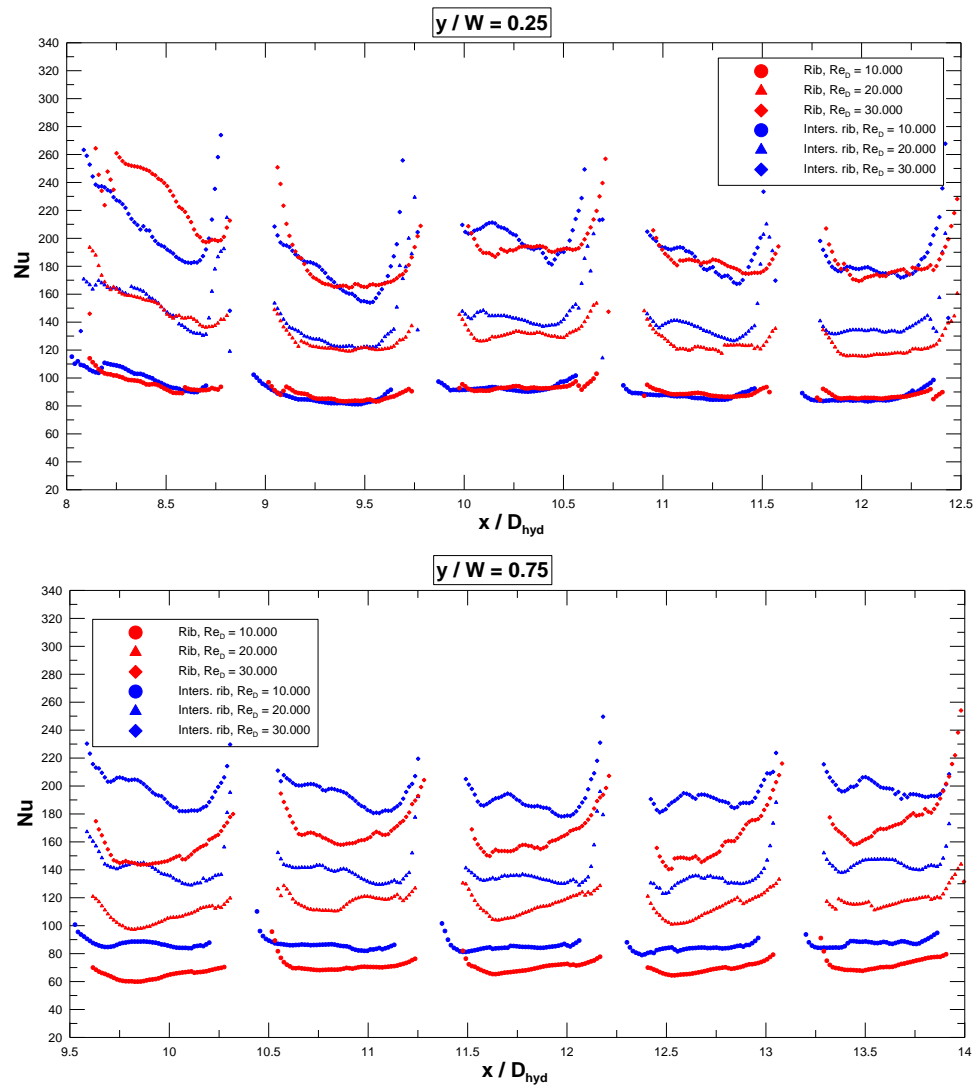


Fig. 4.51: confronto degli andamenti a $y/W = 0.25$ e 0.75 di Nu vs. x/D_{hyd} , per le configurazioni standard e con setto longitudinale, al variare di Re

La Fig. 4.52 riporta il confronto degli andamenti di Nu vs. x/D_{hyd} , per le configurazioni standard e con doppio setto longitudinale (indicati in legenda rispettivamente “*Rib*” e “*Double inters. rib*”). Sono riportate le tre posizioni trasversali $y/W = 0.16$, 0.50 e 0.84 , ovvero le mezzerie dei sotto-moduli per la configurazione con doppio *intersecting ribs*. Analizzando la regione caratterizzata da elevato Nu , si può notare come gli andamenti risultino molto simile pressoché sovrapposti, con la configurazione standard che tuttavia presenta valori leggermente superiori. In mezzeria del canale $y/W = 0.5$ si riscontra un incremento delle prestazioni termiche in presenza del doppio *intersecting ribs*, che diviene ancora più incisivo per la traversa a $y/W = 0.84$. Confrontando quindi la configurazione di



canale semplicemente corrugato e quello con doppio setto longitudinale si può asserire come le regioni del canale ad elevata efficienza termica rimangano pressoché invariate, mentre le regioni caratterizzate da medio-bassa efficienza termica risultino notevolmente migliorate.

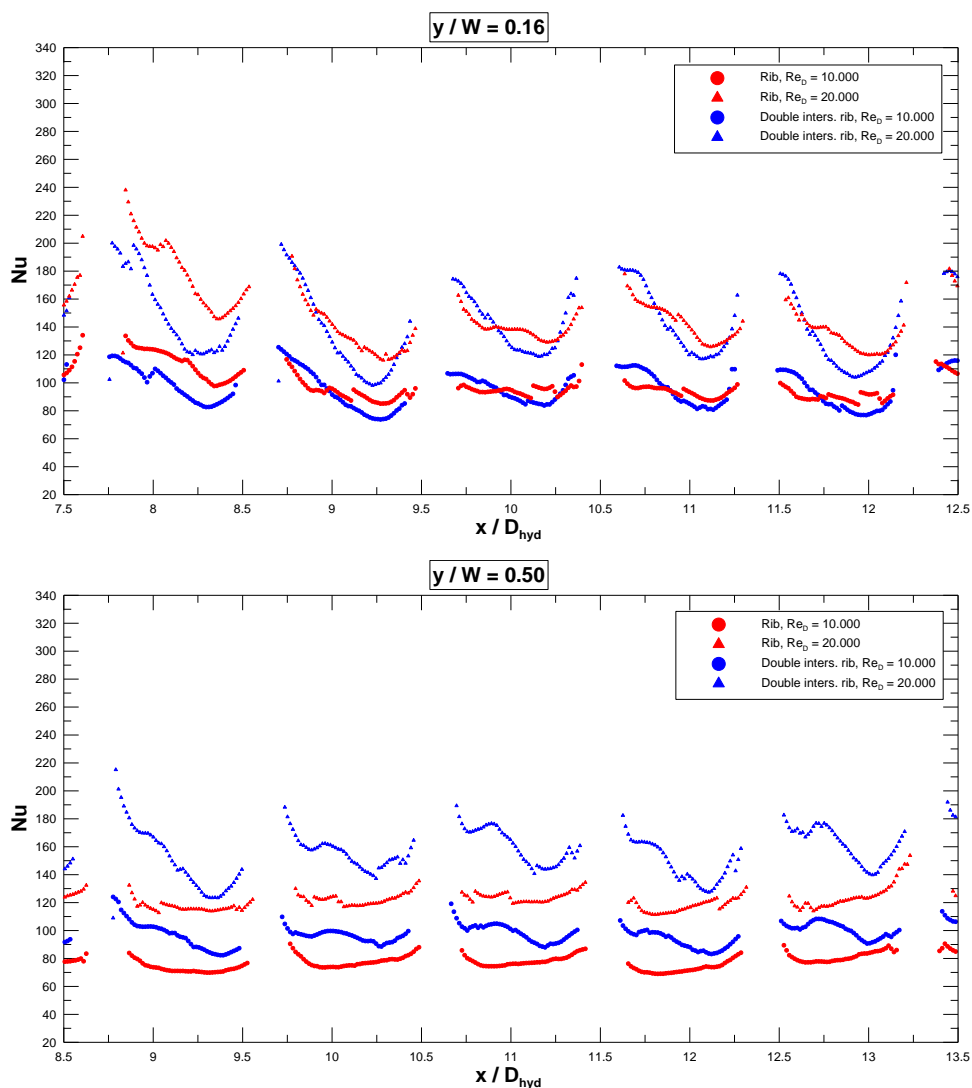


Fig. 4.52a: confronto degli andamenti a $y/W = 0.16, 0.50$ e 0.84 di Nu vs. x/D_{hyd} , per le configurazioni standard e con due setti longitudinali, al variare di Re

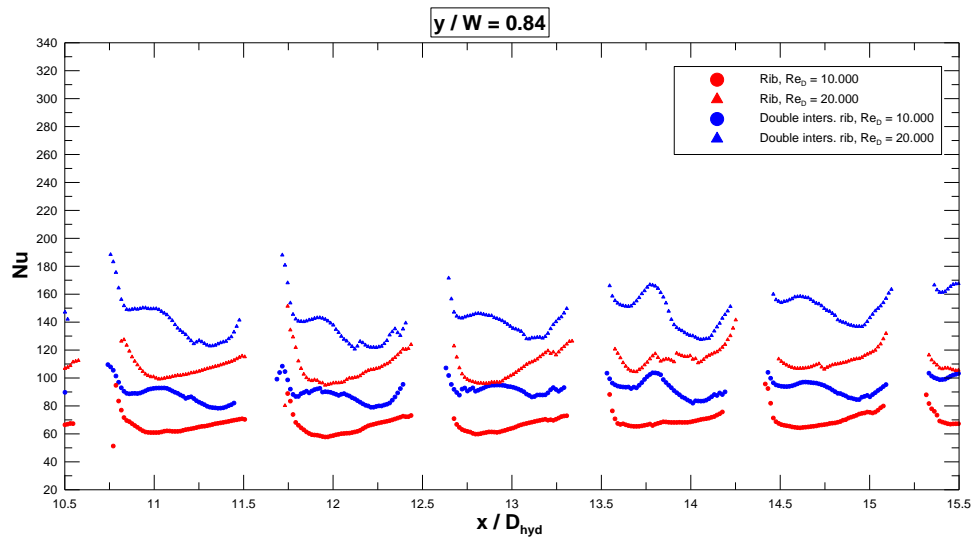


Fig. 4.52b: confronto degli andamenti a $y/W = 0.16$, 0.50 e 0.84 di Nu vs. x/D_{hyd} , per le configurazioni standard e con due setti longitudinali, al variare di Re

Infine, in Fig. 4.53, si riporta il confronto degli andamenti di Nu vs. x/D_{hyd} , per $Re = 10.000$ e 20.000 , per le configurazioni standard e con uno e due setti longitudinali e per due traverse significative $y/W = 0.16$ e 0.84 , ovvero le mezzerie dei sotto-moduli per la configurazione a doppio *intersecting ribs*.

Mentre per $y/W = 0.16$ le distribuzioni sono molto simili, nella zona opposta, ovvero alla traversa $y/W = 0.84$ si registra un sensibile incremento del numero di Nusselt, con incrementi, rispetto alla situazione standard, del 30-40% in presenza di un setto longitudinale e addirittura del 60-80% nel caso di due setti.

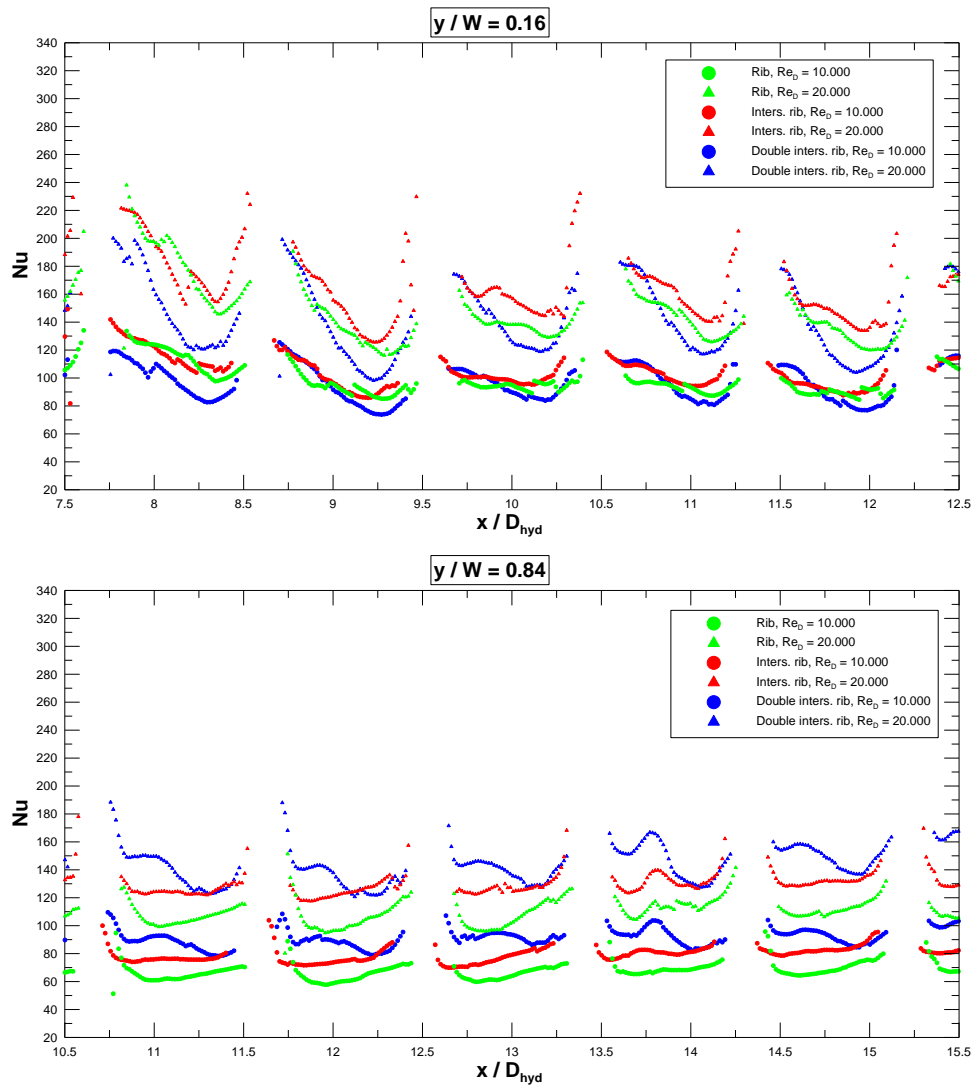


Fig. 4.53: confronto degli andamenti a $y/W = 0.16$ e 0.84 di Nu vs. x/D_{hyd} , per le configurazioni standard e con uno e due setti longitudinali, al variare di Re

4.8.2. Effetto del riscaldamento delle sporgenze inclinate

In Fig. 4.54-4.55 sono riportati i confronti in termini di Nu/Nu_0 , per la configurazione del canale corrugato mediante le sole *ribs* inclinate, con riscaldamento del solo *inter-rib* o dell'intera superficie di prova (*rib* e *inter-rib*). Come si può notare dalle mappe bidimensionali, le prove con riscaldamento della sporgenza nella sua parte inferiore sono caratterizzate mediamente da valori minori (di circa il 5-10%) del fattore Nu/Nu_0 rispetto alle prove in cui le sporgenze sono mantenute adiabatiche. Nel caso di *ribs* adiabatiche, l'aria localmente si raffredda, con condizioni migliori di scambio termico soprattutto



immediatamente a monte e valle di ogni singola sporgenza, come si evince dalle distribuzioni riportate nelle figure.

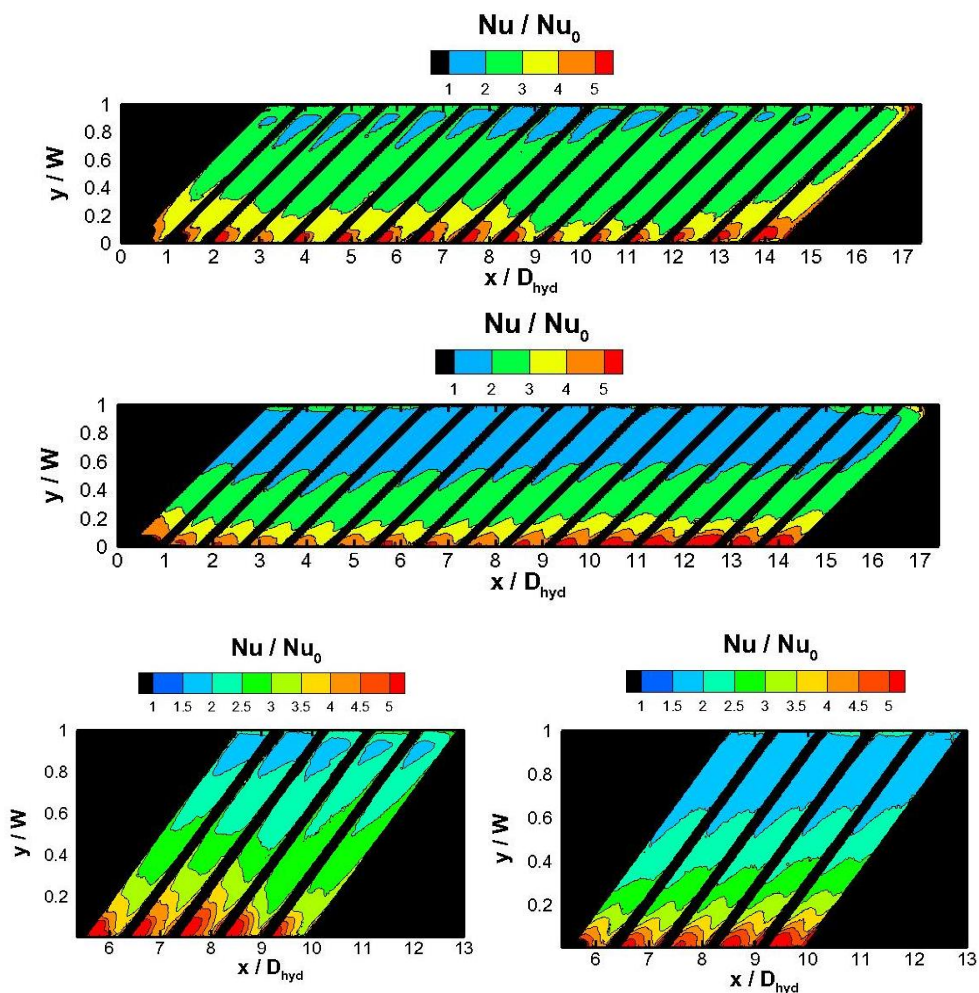


Fig. 4.54: mappa di Nu/Nu_0 , delle configurazioni standard (*ribs* inclinate) senza (in alto full-frame, a sinistra, zoom) e con riscaldamento delle sporgenze (al centro full-frame, a destra zoom), per $Re = 10.000$

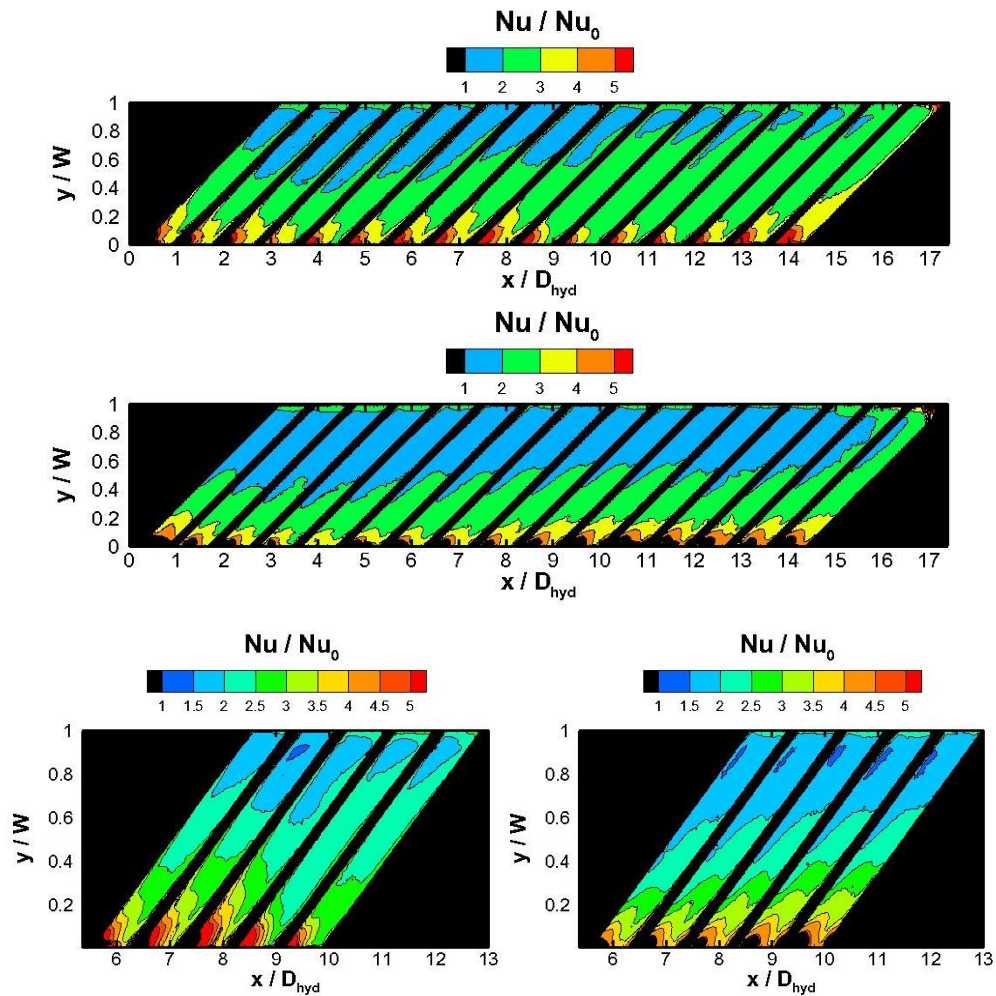


Fig. 4.55: mappa di Nu/Nu_0 , delle configurazioni standard (*ribs* inclinate) senza (in alto full-frame, a sinistra, zoom) e con riscaldamento delle sporgenze (al centro full-frame, a destra zoom), per $Re = 20.000$

In Fig. 4.56 sono riportati gli andamenti del numero di Nusselt lungo la direzione assiale del canale x/D_{hyd} , per $y/W = 0.5$ e per due diversi numeri di Reynolds. Gli andamenti vengono riferiti alla porzione di canale (x/D_{hyd} tra 8 e 12.5) dove le condizioni termiche risentono meno degli effetti di avviamento e di uscita. Nella legenda della figura “Heater n.1” indica il riscaldatore sagomato *ad hoc* (prove con sporgenze adiabatiche), mentre “Heater n.2” identifica la condizione in cui sia le *rib* che l’*inter-rib* viene riscaldato. Come già detto precedentemente, le prove senza il riscaldamento delle sporgenze presentano valori maggiori di circa il 5-10%. È interessante notare la diversa distribuzione di Nu/Nu_0 all’interno di ogni singolo modulo: mentre, nel caso di *rib*



adiabatiche si hanno dei valori massimi immediatamente a monte e valle delle sporgenze ed un minimo relativo al centro, nel caso di riscaldamento delle sporgenze il massimo relativo si colloca nella regione interna. La circostanza che le regioni adiacenti alle *ribs* siano più efficienti quando la *rib* è adiabatica può essere legata al fatto che localmente l'aria non subisce il riscaldamento anche dalla *rib*. Tuttavia non si possono escludere errori legati alla conduzione trasversale che potrebbe determinare localmente un flusso termico specifico più basso rispetto a quello utilizzato nella formula con cui viene calcolato il coefficiente di scambio termico locale.

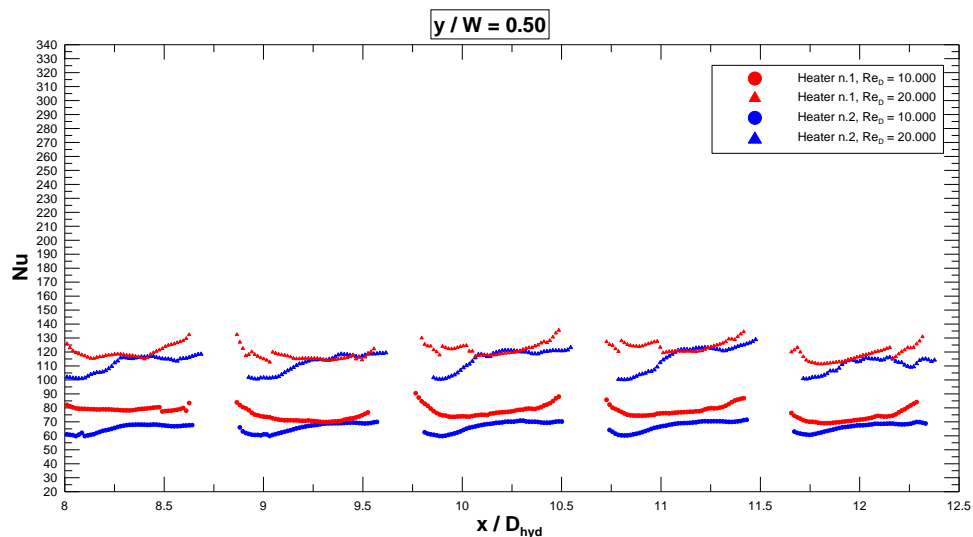


Fig. 4.56: confronto degli andamenti a $y/W = 0.50$ di Nu vs. x/D_{hyd} , delle configurazioni standard (*ribs* inclinate) senza e con riscaldamento delle sporgenze, al variare di Re

4.8.3. Confronto delle prestazioni termiche mediate sul modulo

In questo paragrafo sono riportati i confronti tra i valori di Nu e Nu/Nu_0 mediati all'interno di ogni singolo modulo ripetitivo. Il confronto tra i valori integrati su aree significative permette di avere una più chiara percezione degli eventuali benefici indotti dalla presenza di uno o due setti longitudinali (*intersecting ribs*) rispetto alla configurazione standard (*ribs* inclinate e non riscaldate).

I valori locali sono stati mediati mediante la macro Excel riportata in Appendice A (“Macro per il calcolo dei valori medi per modulo del coefficiente di scambio termico



convettivo h e per la correzione delle disuniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico”), descritta nel Capitolo 3 (Paragrafo 3.2).

I risultati di questo processo di integrazione sono riportati in Tab. 4.2-4.3 e in Fig. 4.57-4.58. Particolare attenzione è stata posta ai risultati ottenuti in relazione ai quattro moduli in cui è stata riscontrata la miglior ripetibilità, ovvero dal modulo 10 al 13. In Fig. 4.57, è riportato in ascissa il numero progressivo dei moduli (16 in totale), dalla regione di ingresso della zona riscaldata a quella di uscita, e in ordinata il numero di Nusselt mediato sul modulo, al variare di Re . I grafici mostrano un sostanziale raggiungimento, per ogni distribuzione di Nu a basso e medio Re , di un valore pressoché costante dopo 6-7 moduli, con un incremento di Nu medio negli ultimi 2-3 moduli a causa di effetti di uscita. Le distribuzioni ottenute per $Re = 30.000$ presentano qualche anomalia, soprattutto in presenza dell'*intersecting rib*, che si ritiene legata alla più alta incertezza sperimentale associata alle misure ad alto Re , come evidenziato nel Capitolo 3 (Paragrafo 3.3.2). Appare inoltre evidente il beneficio, nei termini di Nu mediato regionalmente, associato alla presenza degli *intersecting ribs*.

Tab. 4.2: Nu e Nu/Nu_0 medi nei moduli ripetitivi, al variare della configurazione e di Re

Re = 10.000						
Modulo	<i>Ribs</i>		<i>Intersecting rib</i>		<i>Double inters. ribs</i>	
	Nu	Nu/Nu₀	Nu	Nu/Nu₀	Nu	Nu/Nu₀
10	85.40	2.68	93.91	2.95	97.37	3.06
11	83.79	2.63	92.38	2.90	97.05	3.05
12	82.93	2.60	91.42	2.87	96.44	3.03
13	85.74	2.69	93.12	2.92	97.57	3.06
Re = 20.000						
Modulo	<i>Ribs</i>		<i>Intersecting rib</i>		<i>Double inters. ribs</i>	
	Nu	Nu/Nu₀	Nu	Nu/Nu₀	Nu	Nu/Nu₀
10	131.54	2.37	150.02	2.71	153.88	2.77
11	129.91	2.34	151.61	2.73	152.25	2.75
12	130.12	2.35	149.23	2.69	152.04	2.74
13	131.57	2.37	150.81	2.72	154.41	2.78
Re = 30.000						
Modulo	<i>Ribs</i>		<i>Intersecting rib</i>		<i>Double inters. ribs</i>	



	Nu	Nu/Nu ₀	Nu	Nu/Nu ₀	Nu	Nu/Nu ₀
10	193.72	2.53	214.08	2.79	-	-
11	191.84	2.50	216.32	2.82	-	-
12	187.21	2.44	212.63	2.77	-	-
13	199.94	2.61	213.82	2.79	-	-

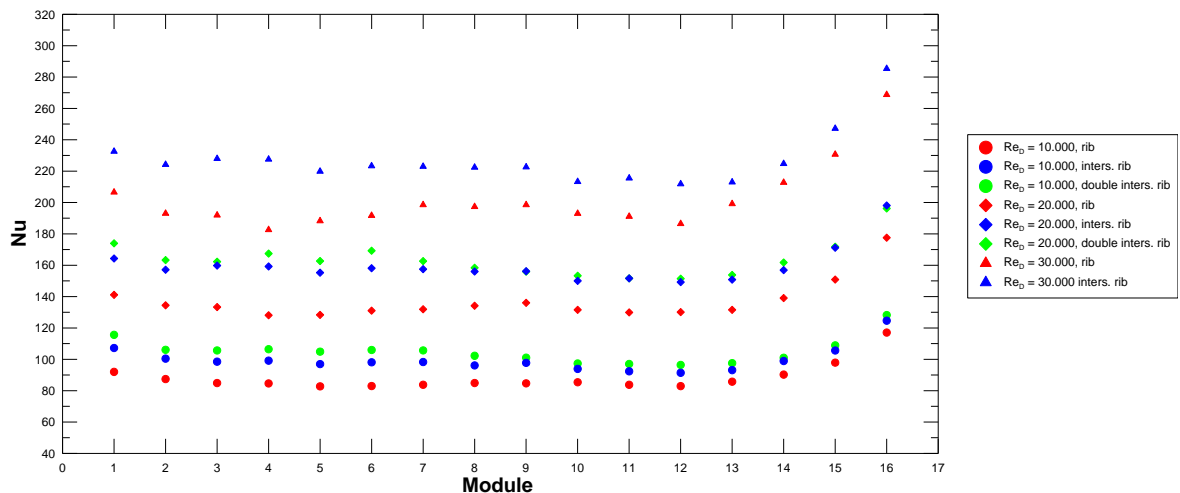


Fig. 4.57: confronto dei valori medi per modulo di Nu, per le configurazioni standard e con uno e due setti longitudinali, al variare di Re

In Fig. 4.58 sono riportati i valori di Nu/Nu_0 per i numeri di Reynolds per i quali sono state testate tutte e tre le configurazioni ($Re = 10.000$ e 20.000): dai grafici riportati si evince maggiormente il beneficio in termini di scambio termico con l'applicazione degli *intersecting ribs*. È evidente il vantaggio dell'applicazione di un singolo setto longitudinale, mentre l'aggiunta del secondo setto comporta, come già detto, un ulteriore incremento di Nu, anche se il miglioramento dello scambio termico non è così sensibile.

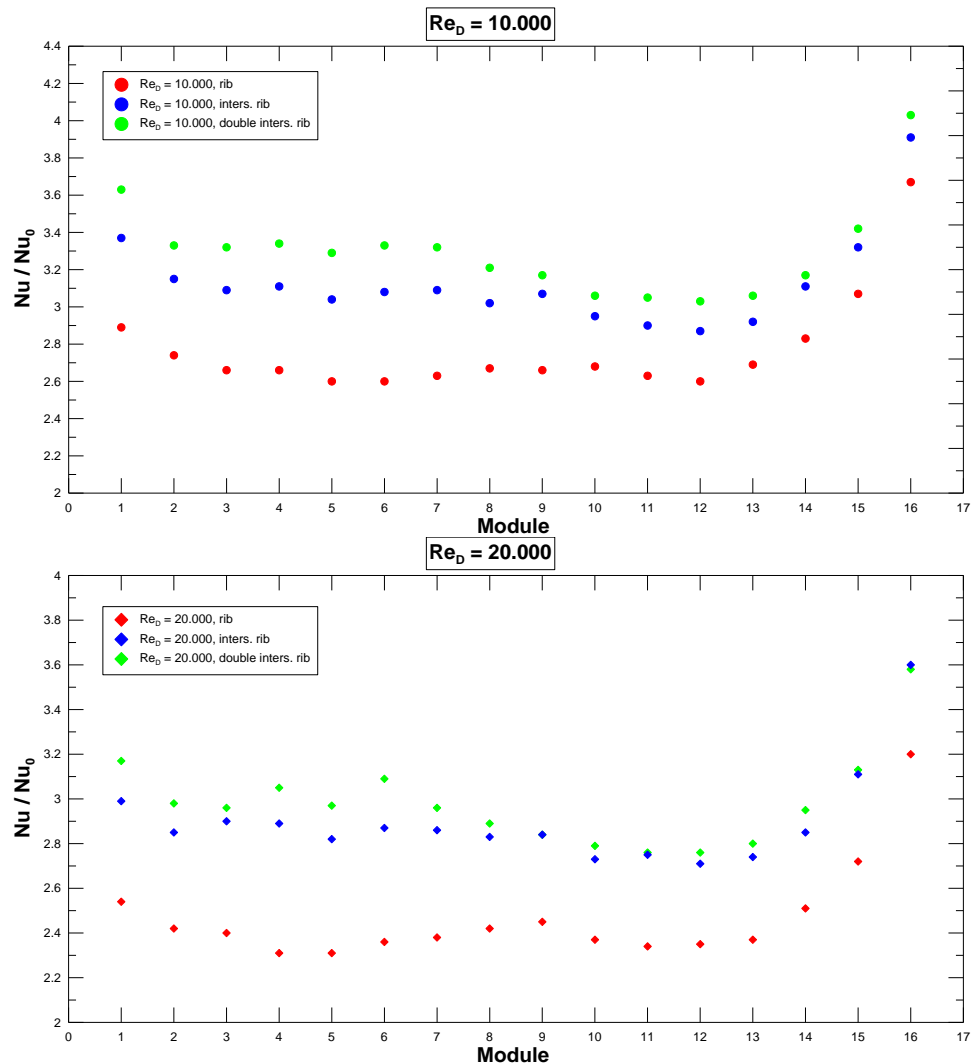


Fig. 4.58: confronto dei valor medi per modulo di Nu/Nu_0 , per le configurazioni standard e con uno e due setti longitudinali, per $Re = 10.000$ (sopra) e $Re = 20.000$ (sotto)

A conferma del miglioramento dal punto di vista termico indotto dagli *intersecting ribs*, si riportano Tab. 4.3 gli incrementi percentuali del numero di Nusselt rispetto ai valori di riferimento della configurazione con canale corrugato (Nu_s) per i tre numeri di Reynolds analizzati. Per la configurazione con un setto longitudinale (Nu_{i1}), si evincono incrementi del 8-10% per $Re = 10.000$, del 14-16% per $Re = 20.000$ e del 7-13% per $Re = 30.000$, quindi non si riscontra un significativo effetto del numero di Reynolds. L'applicazione del secondo setto longitudinale (Nu_{i2}) induce un ulteriore miglioramento dello scambio termico, con valori incrementati del 14-16% per $Re = 10.000$ e di circa il 17% per $Re = 20.000$. Come detto, il miglioramento dello scambio termico della configurazione a doppio



setto non è così significativo rispetto alla configurazione a singolo setto: si hanno valori incrementati di massimo il 2.6% per $Re = 20.000$, mentre a $Re = 10.000$ si ha un incremento leggermente più sensibile, con valori massimi del 5.5%.

Tab. 4.3: incrementi percentuali di Nu

Re = 10.000			
Modulo	$(Nu_{i1} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_{i1}) / Nu_{i1}$ [%]
10	10.0	14.0	3.7
11	10.3	15.8	5.1
12	10.2	16.3	5.5
13	8.6	13.8	4.8
Re = 20.000			
Modulo	$(Nu_{i1} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_{i1}) / Nu_{i1}$ [%]
10	14.0	17	2.6
11	16.7	17.2	0.4
12	14.7	16.8	1.9
13	14.6	17.4	2.4
Re = 30.000			
Modulo	$(Nu_{i1} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_s) / Nu_s$ [%]	$(Nu_{i2} - Nu_{i1}) / Nu_{i1}$ [%]
10	10.5	-	-
11	12.8	-	-
12	13.6	-	-
13	6.9	-	-

4.8.4. Parametri prestazionali globali

Infine, viene riportato il confronto tra i parametri prestazionali globali aero-termici del canale di prova: numero di Nusselt normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio Nu/Nu_0 , fattore di attrito normalizzato con il valore di riferimento per il canale liscio f/f_0 ed efficienza aero-termica del sistema η , definita come:

$$\eta = \frac{(Nu / Nu_0)}{(f / f_0)^{1/3}} \quad (4.9)$$

Questa grandezza, sovente riportata in letteratura (si veda ad esempio Gee e Webb [33] e Han et al. [34]), tiene conto sia del miglioramento dello scambio termico rispetto al



canale liscio che dell’aumento delle perdite di carico, a parità di area di scambio termico e di potenza di pompaggio del sistema.

Nelle successive figure sono riportati dei diagrammi a barre rappresentativi dei tre parametri sopra descritti, al variare della configurazione testata e del numero di Reynolds.

In Fig. 4.60 è riportato il diagramma a barre di f/f_0 per le configurazioni per le configurazioni standard (barra blu), con uno (rossa) e due setti longitudinali (verde), $Re = 10.000$, 20.000 e 30.000 . Come già detto nel Paragrafo 4.2, il fattore di attrito di riferimento per il canale liscio è definito come:

$$f_{02} = 0.079 \cdot Re^{-0.25} \quad (4.5)$$

Per ogni Re considerato, il fattore di attrito normalizzato è notevolmente incrementato con l’applicazione delle *ribs* e degli *intersecting ribs*, con un andamento crescente con il numero di Reynolds.

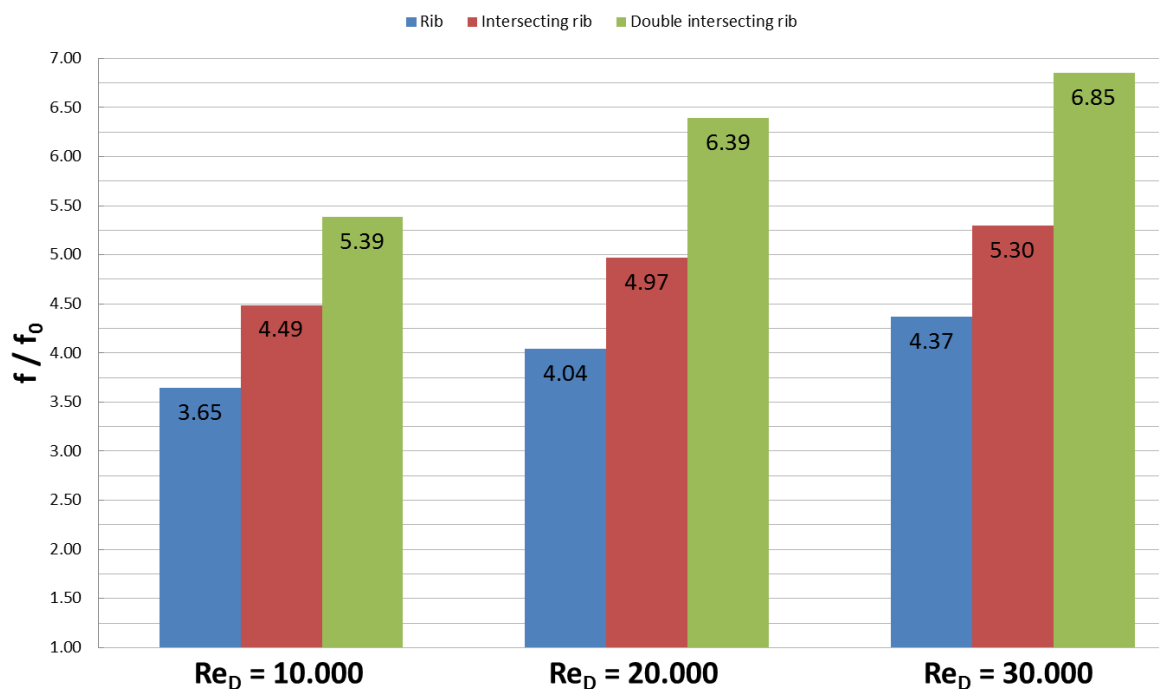


Fig. 4.60: confronto di dei valori di f/f_0 , delle configurazioni standard, con uno o due *intersecting ribs*, al variare di Re

Per quanto riguarda il numero di Nusselt globale, è stato considerato il valore medio dei quattro moduli ripetitivi analizzati nel precedente paragrafo. Come già detto, con l’applicazione delle *ribs* e degli *intersecting ribs* migliora sensibilmente lo scambio



termico convettivo del canale, con valori incrementati, rispetto al canale liscio, di un fattore 2.4-2.7 per la configurazione standard, di un fattore 2.7-2.9 con un saetto longitudinale e di un fattore 2.8-3 con due setti. Inoltre, come si può notare dall’analisi della Fig. 4.62, $Re = 20.000$ presenta i valori minori di Nu/Nu_0 per ogni configurazione testata, risulta quindi più sfavorevole dal punto di vista termico rispetto agli altri due Re considerati. Il fattore di attrito normalizzato ha un andamento crescente con Re , per cui $Re = 10.000$ rappresenta il caso più favorevole dal punto di vista delle perdite di carico.

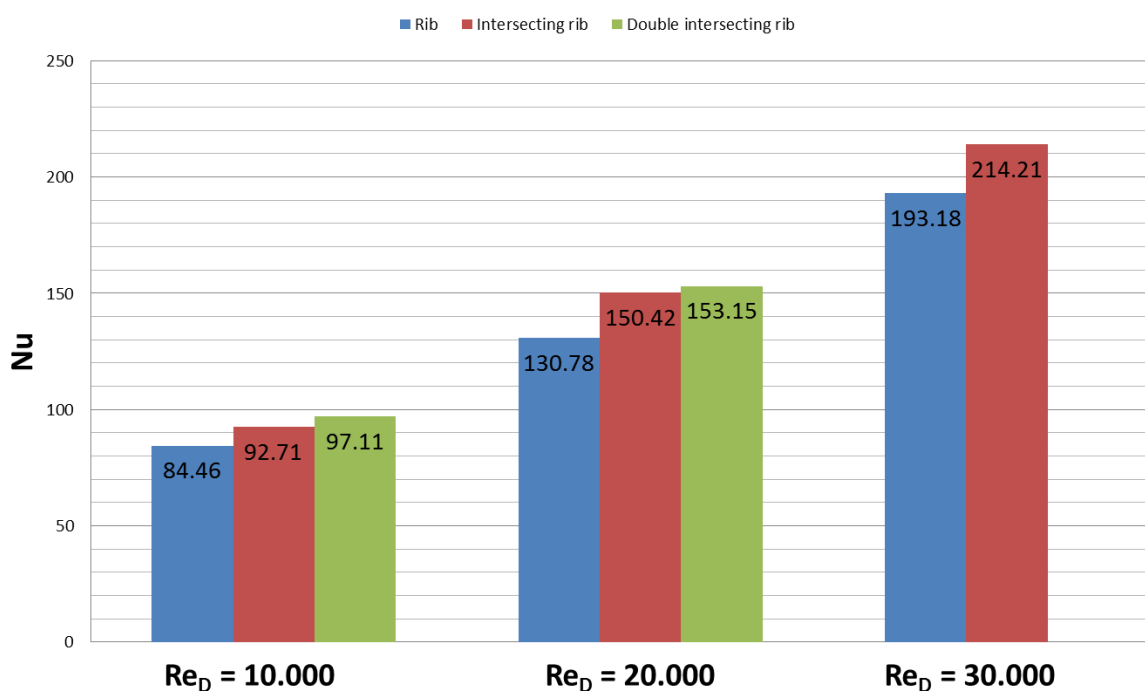


Fig. 4.61: confronto dei valori di Nu , delle configurazioni standard, con uno o due *intersecting ribs*, al variare di Re



Fig. 4.62: confronto dei valori di Nu/Nu_0 , delle configurazioni standard, con uno o due *intersecting ribs*, al variare di Re

Dal momento che l'applicazione delle *ribs* e degli *intersecting ribs* induce sia un sensibile miglioramento dello scambio termico convettivo che un incremento delle perdite di carico, per trovare la soluzione di compromesso che ottimizzi la performance aero-termica bisogna considerare il parametro η (Eq. 4.9) riportato nel diagramma di Fig. 4.63.

Come si può notare la soluzione del canale corrugato e con un solo setto longitudinale presenta la massima efficienza aero-termica per i tre numeri di Reynolds considerati, per cui tale configurazione può essere considerata quella ottimale sia dal punto di vista termico che aerodinamico. Anche per quanto riguarda l'efficienza η , il caso $Re = 20.000$ risulta svantaggioso rispetto agli altri due Re considerati, con valori minori rispetto a $Re = 30.000$ e nettamente inferiori rispetto a $Re = 10.000$, che risulta quindi il numero di Reynolds ottimale.



Fig. 4.63: confronto dei valori di η , delle configurazioni standard, con uno o due *intersecting ribs*, al variare di Re

In fase di progettazione del sistema di raffreddamento interno, dovranno essere presi in considerazione sia il numero di Nusselt, funzione del numero di Reynolds, che quantifica lo scambio termico e quindi permette di calcolare le temperature di parete effettivamente raggiunte, sia l'efficienza aerotermica, che permette un confronto a parità di potenza di pompaggio. Ad esempio, nonostante $Re = 10.000$ presenti valori maggiori di η per qualsiasi configurazione testata rispetto a $Re = 20.000$, il numero di Nusselt potrebbe non essere sufficientemente elevato per garantire un idoneo raffreddamento interno.

Inoltre, i canali corrugati costituiscono le cavità interne delle pale di turbina, deve essere quindi considerata anche la fattibilità costruttiva. L'applicazione di un solo setto longitudinale, seppur onerosa, risulta comunque più facilmente applicabile rispetto alla situazione con due setti longitudinali, di maggior ingombro.



**Parte II - Studio sperimentale degli effetti
indotti dalla presenza di *hot-streaks*
all'interno di un modello di turbina assiale
monostadio**



Capitolo 1 - Fenomenologia e stato dell'arte

In questo capitolo viene analizzata la fenomenologia della propagazione di disuniformità radiali e circonferenziali di temperatura, o *hot-streaks* o *hot-spots*, presenti all'ingresso di una turbina a gas. Lo studio dei principali meccanismi di interazione e miscelamento dell'*hot-streak* con il flusso principale della macchina e di scambio termico con la palettatura, la cassa e il mozzo, è di fondamentale importanza per ottimizzare il raffreddamento della turbina, in modo da assicurare un sufficiente tempo di vita delle pale, senza penalizzare il rendimento termodinamico del ciclo.

Nel Paragrafo 1.2 verrà presentato lo stato dell'arte degli studi riguardanti la propagazione di disuniformità di temperatura. Data la necessità di disporre di modelli di turbina a gas, che permettano una fedele modellizzazione dell'applicazione reale, la maggior parte degli studi presenti in letteratura è di carattere numerico; l'attività svolta dal gruppo di ricerca, che verrà presentata nei successivi capitoli, è invece di tipo sperimentale.

1.1 Fenomenologia degli *hot-streaks*

Come detto precedentemente, all'uscita della camera di combustione il flusso esce con una distribuzione di temperatura non uniforme, con elevati gradienti radiali e circonferenziali di temperatura. Tali *hot-spots* sono indotti dalla configurazione del combustore, ovvero dalla disposizione degli iniettori, dalla lunghezza della zona di diluizione, dall'iniezione separata di combustibile e di aria di diluizione all'interno del combustore stesso. Gli *hot-spots* sollecitano termicamente le diverse parti della turbina, inducendo stress termici che portano ad una riduzione della vita della pala stessa e degli *endwalls*, soprattutto nei primi 2-3 stadi, i quali sono sottoposti alle sollecitazioni maggiori.

I componenti della turbina sono cautelativamente progettati per sopportare temperature più elevate rispetto alla temperatura massima di ingresso e quindi per proteggere la macchina da fenomeni di scorrimento viscoso a caldo. Lo studio dei meccanismi di trasporto degli *hot-streaks* e della loro interazione con la palettatura è propedeutico alla progettazione di opportuni sistemi di *film cooling* sulla superficie palare, minimizzando il consumo di aria refrigerante spillata dal compressore e quindi non penalizzando eccessivamente il rendimento termodinamico dell'impianto.



La migrazione fisica degli *hot-streaks* non può essere predetta con soddisfacente accuratezza, a causa della presenza dei flussi secondari. Lo studio della propagazione degli *hot-spots* in turbina si concentra sugli effetti indotti dall'interazione con i flussi secondari della macchina, dal *clocking*, ovvero dalla posizione circonferenziale relativa tra *hot-spot* e pala statorica, e dalla caduta di temperatura che l'*hot-streak* sperimenta attraverso la macchina, indotta dal miscelamento con il *mainstream* e dall'interazione con il rotore.

Nel successivo paragrafo vengono presentati i flussi secondari presenti all'interno di una turbina assiale.

1.1.1 Flussi secondari

Lo studio della propagazione degli *hot-streaks* in turbina non può prescindere dalla conoscenza preliminare del campo di moto che si sviluppa all'interno della turbina. Infatti il trasporto dell'*hot-spot* e il suo miscelamento con il *mainstream* sono influenzati dalla presenza di strutture vorticosi secondarie. I flussi secondari all'interno della turbina sono responsabili di deviazioni del flusso rispetto alla direzione nominale all'uscita della schiera, rendendo quindi il campo di moto in ingresso alla schiera di pale successiva fortemente tridimensionale; inoltre, sono responsabili del 30-50% delle perdite aerodinamiche. I flussi secondari hanno effetti sia fluidodinamici che termodinamici, inducendo scostamento dalla direzione principale del flusso, variazione dell'incidenza sul rotore, e aumento delle perdite di schiera. Di seguito viene fornita la descrizione delle principali strutture vorticosi secondarie nelle turbomacchine assiali in regime subsonico.

Vortice di passaggio (passage vortex)

Il vortice di passaggio è la struttura secondaria più rilevante. Esso trae origine dalla disuniformità del flusso in ingresso alla schiera, legata principalmente allo sviluppo dello strato limite sulle superfici dell'*endwall*, ma si manifesta solo nel momento in cui tale flusso viene deflesso per effetto della curvatura del profilo palare. In Fig. 1.1 si può apprezzare il profilo di velocità del flusso in ingresso, uniforme nel piano $x-y$ e disuniforme nel piano $x-z$ a causa degli strati limite di parete.

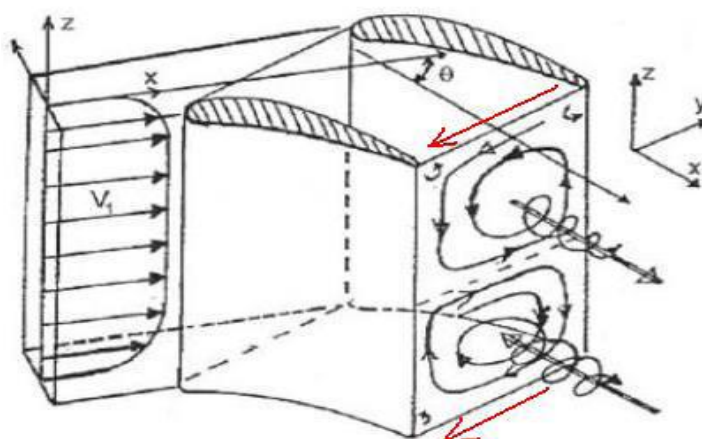


Fig. 1.1: profilo di velocità in ingresso alla schiera di pale e schematizzazione del vortice di passaggio

Gli strati limite di parete sono modellizzabili come sovrapposizione di un flusso uniforme ed un flusso circolatorio, con verso di rotazione opposto in prossimità del mozzo e della cassa: vi è quindi una componente di vorticità Ω_x sulla superficie *blade-to-blade* e perpendicolare alla direzione del flusso. In accordo con la legge di conservazione del momento angolare, le componenti di vorticità Ω_x tendono a reagire alla deflessione imposta dalla schiera, cosicché la rotazione del loro asse sarà inferiore a quella subita dal flusso principale. Tale rotazione fa sì che vi sia un trasferimento di vorticità nella direzione principale del flusso (asse x), perpendicolare al piano frontale $r-\theta$ e quindi la formazione del vortice di passaggio.

La formazione del vortice di passaggio può essere chiarita anche attraverso un differente meccanismo, legato al gradiente di pressione tangenziale necessario per equilibrare le forze centrifughe che si generano in tale direzione a seguito della deflessione imposta. Il gradiente di pressione necessario è eccedente rispetto a quello richiesto per curvare il flusso agli estremi, dove la presenza dello strato limite fa sì che il fluido abbia una velocità ridotta. A causa però dell'isobaricità dello strato limite in direzione radiale, il gradiente di pressione in oggetto rimane uniforme lungo l'altezza del vano palare. Ciò provoca un aumento della curvatura delle linee di flusso di estremità, rispetto a quelle di mezzaria; nasce quindi una componente di velocità trasversale diretta dal lato in pressione a quello in depressione della pala adiacente; giunto in corrispondenza di esso si richiude su sé stesso, originando appunto il vortice di passaggio. Procedendo attraverso la schiera il moto vorticoso si fa più intenso, grazie al continuo trasferimento di vorticità. Si può notare come



le vorticità di mozzo e cassa siano di segno opposto, portando alla formazione di due vortici analoghi ma controrotanti. Al mozzo e alla cassa, i due vortici inducono una corrente dall'intradosso all'estradosso della pala, causando un aumento della deflessione della corrente fluida, detto *overturning*. In corrispondenza della sezione di mezzeria invece, essi danno luogo ad una corrente diretta nel verso opposto, provocando una sotto-depressione, detta *underturning*, con riduzione della deflessione rispetto a quella nominale. Si osserva quindi che il vortice di passaggio ha origine non viscosa. Entità della disuniformità in ingresso e deflessione imposta sono quindi responsabili della formazione ed intensità del vortice di passaggio.

Vortice a ferro di cavallo (horse-shoe vortex)

È una struttura vorticoso generata dal gradiente di velocità lungo l'altezza palare, introdotto dallo strato limite di monte. Come si può vedere dalla Fig. 1.2, il flusso incidente, caratterizzato da un gradiente di pressione totale equiverso con z , si arresta in corrispondenza del *leading edge* della pala. Essendo lo strato limite su parete piana isobaro, la linea di flusso che dispone di una maggiore pressione totale (linea B in figura) recupera, arrestandosi, una quota di energia cinetica maggiore dando luogo ad una forza localizzata sulla superficie frontale dell'ostacolo che spinge il flusso adiacente verso la parete di base. In prossimità della parete il fluido coinvolto nello strato limite forma un vortice, a monte del naso della pala. Questo flusso, caratterizzato comunque da bassa energia, viene trasportato dal flusso medio, generando due vortici controrotanti, uno per ciascun lato del profilo palare, accorpati in un'unica struttura, chiamata vortice “a ferro di cavallo”, o *horse-shoe vortex*.

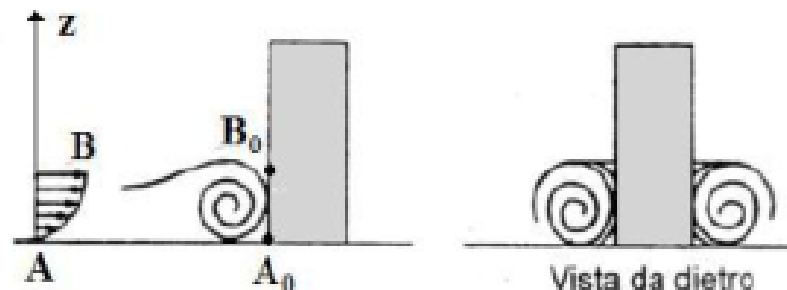


Fig. 1.2: profilo di velocità a parete e conseguente arresto sul naso della pala (a sinistra), vista frontale dei due rami dell'*horse-shoe vortex* (a destra)



A causa del gradiente trasversale di pressione, che spinge il fluido dall'intradosso verso l'estradosso della pala adiacente, si verifica il trasporto del ramo del vortice a “ferro di cavallo” nato in corrispondenza del lato in pressione verso il lato in depressione del canale palare. Inoltre, il vortice di passaggio interagisce con il vortice a ferro di cavallo, in particolare il ramo sul lato in pressione di quest'ultimo (*pressure leg*), ed essendo equirotanti lo rafforza. Sul lato in depressione il vortice di passaggio schiaccia il *suction leg* del vortice a ferro di cavallo, facendolo richiudere contro il dorso stesso della pala. In Fig. 1.3 si ha una visione completa delle strutture secondarie introdotte.

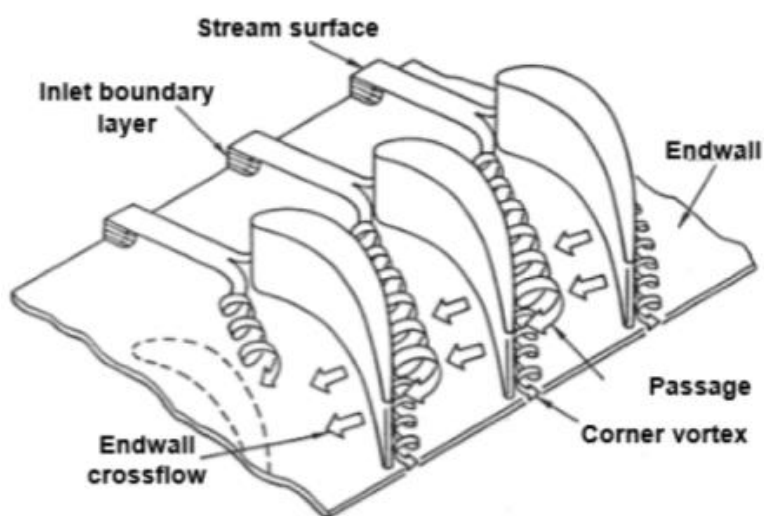


Fig. 1.3: schiera di pale con indicazione delle principali strutture secondarie

Vortice di scia (shed vortex)

Si tratta di molteplici strutture vorticosi generate dall'interazione tra vortici di passaggio di canali adiacenti, che vengono a contatto in corrispondenza delle scie palari, con vettori di velocità opposti e diretti parallelamente al bordo di uscita. Dal momento che il fluido è viscoso, non può esistere una discontinuità fra le velocità lungo tale superficie di contatto, pertanto si genera uno strato di piccoli vortici (noti anche come *vortex sheet*) aventi asse di rotazione parallelo alla velocità a valle del bordo di uscita e controrotanti rispetto al vortice di passaggio. Proseguendo verso valle si assiste ad una maggiore coesione del *vortex sheet*, che porta alla formazione di un'unica struttura vorticosi, chiamata *shed vortex*.

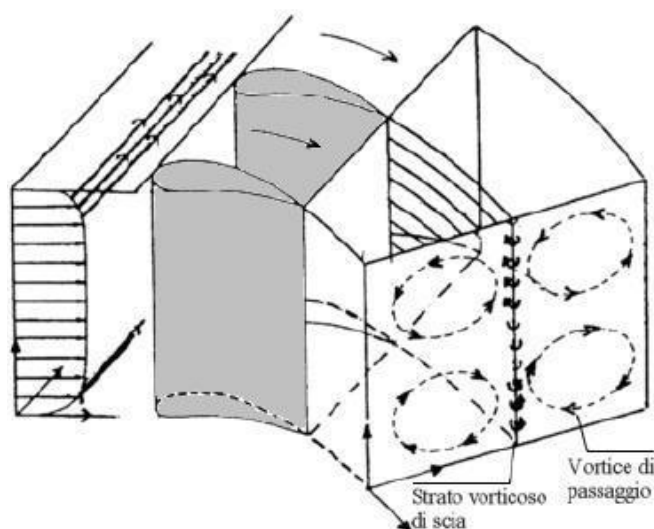


Fig. 1.4: interazione tra vortici di passaggio e scia palare

Vortice d'angolo (corner vortex)

Il vortice d'angolo ha luogo in corrispondenza dell'intersezione tra pala ed *endwalls*. In tali zone il flusso è costituito da due strati limite, dunque, essendo dotato di modesta energia, viene catturato dal vortice di passaggio che lo trascina in rotazione, come si può vedere dalla Fig. 1.5. In corrispondenza dello spigolo del *pressure side* il moto vorticoso è di modesta entità e raramente rintracciabile all'uscita del canale. Il corrispettivo sullo spigolo del *suction side*, complice il flusso di attraversamento trasversale imposto dal gradiente di pressione diretto dal lato in pressione verso quello in depressione, viene ad essere più marcato.

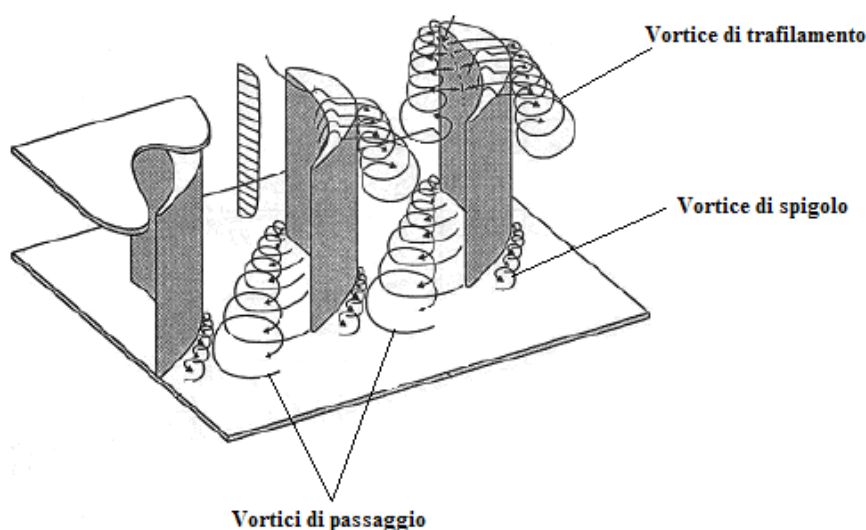


Fig. 1.5: schiera di pale con indicazione del vortice d'angolo e di trafilamento



Vortice di trafilamento (tip leakage vortex)

Il gioco rotorico, inevitabilmente presente qualora vi sia un moto relativo tra pala ed *endwall*, rappresenta una via di fuga per mezzo della quale il flusso scavalca la pala dal lato in pressione verso quello in depressione, dando vita ad un fenomeno circolatorio, apprezzabile in Fig. 1.5-1.6. Questa struttura, chiamata *tip leakage vortex*, è maggiore per turbine nelle quali l'elevato carico palare crea maggiori differenze di pressione tra intradosso ed estradosso del profilo. Attraverso il medesimo gioco d'apice si verifica anche un flusso di trafilamento assiale, generato dalla differenza di pressione tra monte e valle. Tuttavia il flusso di trafilamento dovuto alla differenza di pressione, è un flusso vorticoso con asse parallelo alla corda del profilo che, essendo controrotante rispetto al vortice di passaggio, è indebolito da esso.

Vortice di raschiamento (scraping vortex)

Il vortice di raschiamento ha invece luogo in corrispondenza di un moto relativo tra pala ed *endwalls* (ovvero mozzo e cassa), e consiste sostanzialmente in un trascinamento in direzione tangenziale della porzione fluida di estremità che, essendo in prossimità di una parete, è poco energizzata. Questo trascinamento genera un vortice secondario, posizionato sul *suction side* per le turbine e sul *pressure side* per i compressori, come si può apprezzare dalla Fig. 1.6. I vortici di raschiamento e di trafilamento interagiscono, con un risultato benefico, nelle turbine, nelle quali uno contrasta l'altro, cosa che non avviene nei compressori dove i due effetti si sommano.

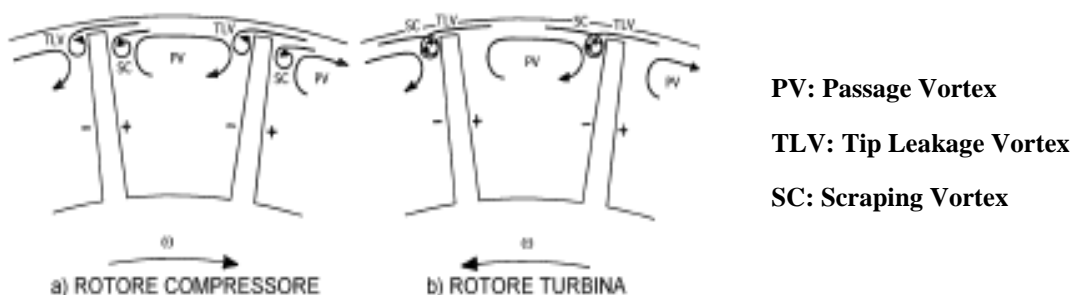


Fig. 1.6: interazione tra vortice di trafilamento e di raschiamento



1.1.2 *Clocking*

La posizione circonferenziale relativa tra *hot-streak* e pala statorica, o *clocking*, incide sullo scambio termico convettivo tra *mainstream* e prima schiera palare e la propagazione all'interno del canale statorico. He et al. [35] sostengono che il *clocking* influenzi anche il carico termico del rotore. Individuare le parti della palettatura maggiormente sollecitate è fondamentale per attuare un'opportuna strategia di raffreddamento a film sulla superficie palare. Come si può vedere dalla Fig. 1.7, all'uscita della camera di combustione il flusso in ingresso alla turbina presenta disuniformità circonferenziali di temperatura, in corrispondenza ad esempio degli iniettori di combustibile. Lo studio dell'influenza del *clocking* permette anche di stabilire il design ottimale della turbina a gas in modo da fissare la posizione relativa tra iniettori e pale statoriche che generi il minor stress termico alla schiera statorica che accoglie il flusso di gas combusti.

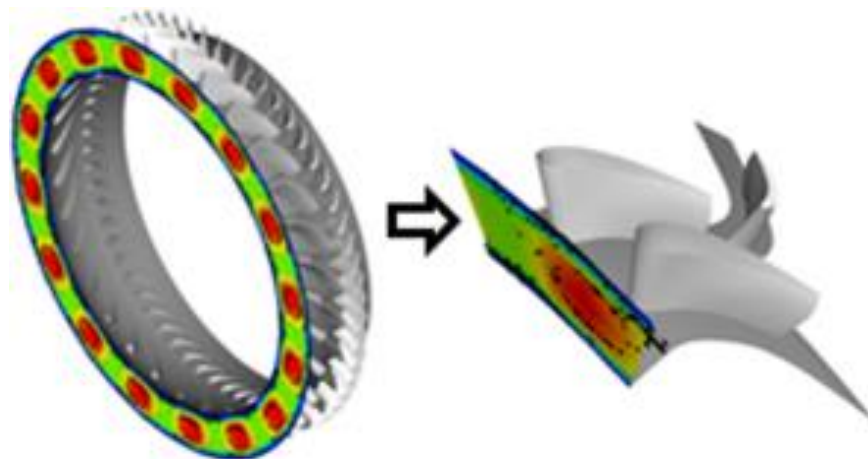


Fig. 1.7: disuniformità circonferenziali di temperatura in ingresso al primo stadio di turbina (Rahim et al. [36])

1.2 Stato dell'arte dello studio degli *hot-streaks*

In letteratura sono stati studiati gli effetti indotti da disuniformità di temperatura in ingresso ad una turbina sull'aerodinamica e sullo scambio termico della macchina stessa. Come già detto, la maggior parte degli studi è di carattere numerico, data la difficoltà di disporre di un modello realistico di turbina di alta pressione e il significativo numero di parametri che caratterizzano il fenomeno. Innanzitutto, deve essere creata una disuniformità termica radiale e circonferenziale che modella gli *hot-spots* presenti all'uscita della camera di combustione. Ad esempio, in Fig. 1.8 sono riportati i profili radiali di temperatura studiati da Povey et al. [37] e Barringer et al. [38] ed utilizzati per lo



studio della propagazione degli *hot-streaks* in turbina, ed il profilo di temperatura analizzato da Shang et al. [39] per l’impianto turbina al MIT di Cambridge.

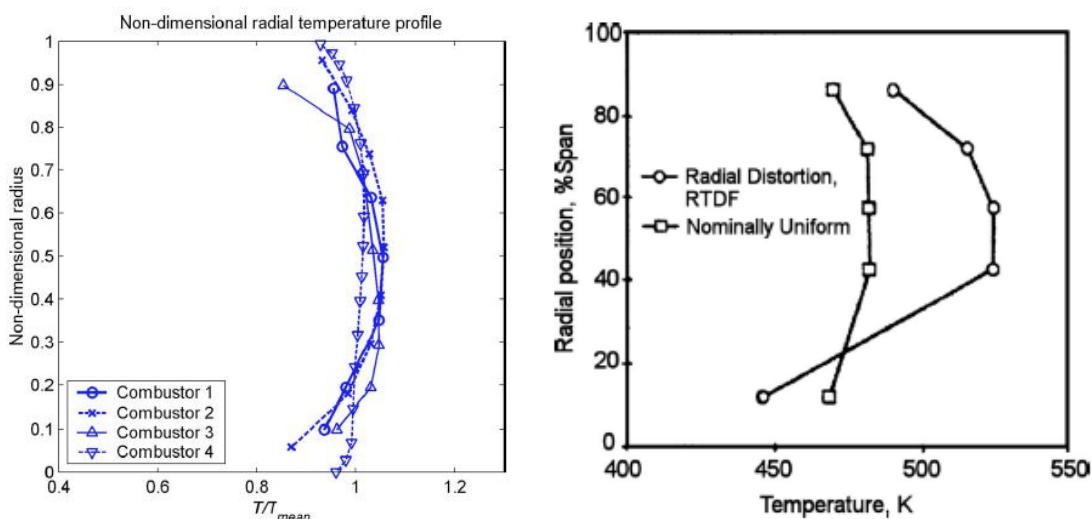


Fig. 1.8: profili radiali di temperatura studiati da Povey et al. [37] e Barringer et al. [38] (a sinistra) e da Shang et al. [39] (a destra)

La disuniformità di temperatura in ingresso alla turbina è creata iniettando un getto a temperatura maggiore rispetto al *mainstream* della macchina, con pressione totale pari a quella del flusso indisturbato: in questo modo il campo di moto dello statore non è influenzato dalla presenza di un *hot-streak*, ovvero non sono generati moti secondari, come si evince ad esempio da Butler et al [40] e da Kerrebrock et al. [41]. Ciò porta ad una condizione in cui pressione statica, pressione totale e angolo di flusso nel referenziale assoluto sono gli stessi sia nel *mainstream* che nell'*hot-streak*.

Altri Autori, come Qingjun et al. [42], hanno studiato l’influenza della temperatura massima in ingresso alla turbina, parametrizzando il T_{ratio} , ovvero il rapporto tra temperatura massima e temperatura media radiale. Tale parametro influisce notevolmente sul carico termico del rotore.

L’attraversamento dello stadio provoca una diminuzione della temperatura dell'*hot-streak*, dovuta all’espansione che avviene all’interno della macchina, al miscelamento con il *mainstream*, e all’interazione con i flussi secondari, con la scia statorica e con gli strati limite. In Fig. 1.9 viene riportato l’attraversamento dello stadio di turbina di *hot-streaks* posizionati sul *leading edge* della pala statorica. Come dimostrato anche da Simone et al.



[43], l'*hot-streak* non è completamente miscelato attraverso lo stadio di alta pressione della macchina (schiere di pale modellizzate in galleria del vento) ed inoltre in corrispondenza del getto caldo il numero di Nusselt della pala aumenta del 60%. Il miscelamento tra *hot-streak* e *mainstream* è notevolmente influenzato dalla turbolenza Tu del flusso, che assume valori molto elevati all'interno di una turbomacchina. Come dimostrato da Jenkins et al. [44], per condizioni di turbolenza elevata, c'è grande attenuazione della temperatura dell'*hot-streak*, un'attenuazione valutata essere il 20% superiore rispetto a condizioni di bassa Tu . Per moderata Tu il getto caldo rimane compatto, mentre per elevata Tu si trovano grandi gradienti di temperatura. Inoltre, gli stessi Autori hanno studiato l'effetto combinato dell'elevata turbolenza e del *film cooling* sulla superficie palare sul miscelamento e sulla migrazione dei punti caldi.

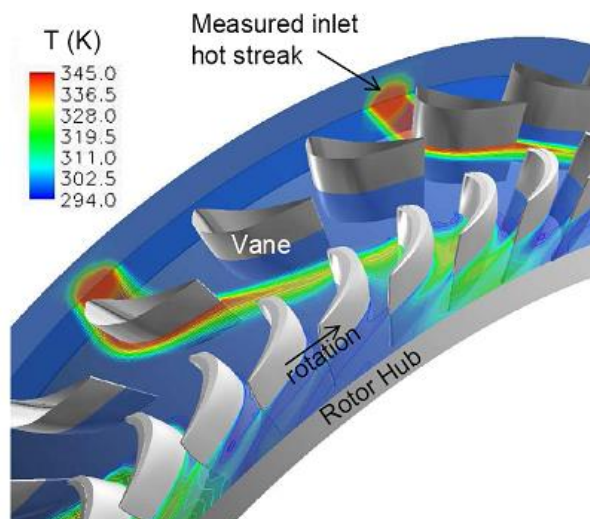


Fig. 1.9: attraversamento dello stadio di turbina di *hot-streaks* (Ong e Miller [1])

Come detto in precedenza, la prima schiera statorica della turbina è quella sottoposta alla maggiore temperatura del flusso in uscita dalla camera di combustione. Attraverso tale schiera il flusso esce relativamente inalterato, come dimostrato da diversi Autori, tra cui Qingjun et al. [42]. Come si può vedere dalla Fig. 1.10, il getto caldo mantiene una forma pressoché circolare, allargandosi e diminuendo la temperatura di picco.

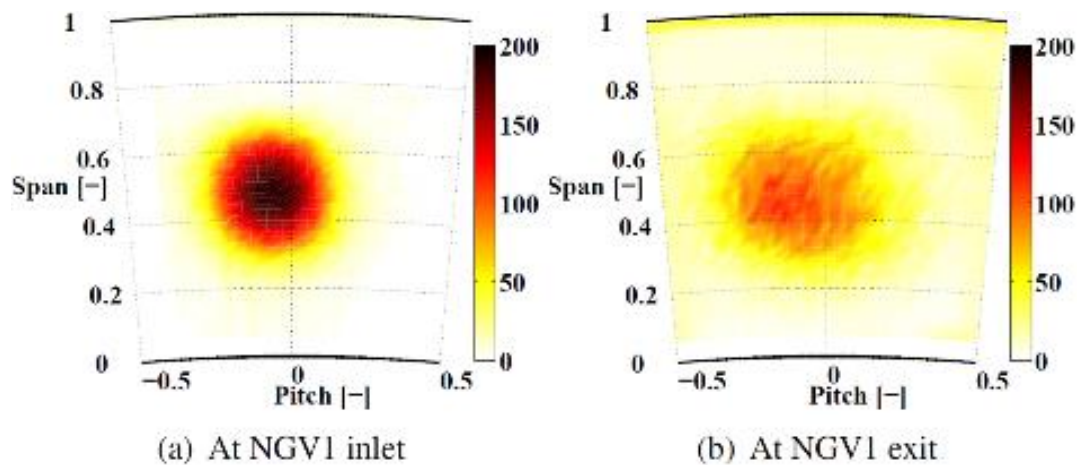


Fig. 1.10: *hot-streak* in ingresso alla schiera statorica, a sinistra, ed in uscita dalla schiera statorica, a destra (Jenny et al. [45])

Un fenomeno importante approfondito in letteratura è l'influenza del *clocking*, ovvero della posizione circonferenziale relativa tra *hot-streak* e pala statorica. In Fig. 1.11 sono riportate le distribuzioni di temperatura al variare della posizione circonferenziale degli *hot-streaks* all'ingresso della schiera statorica. An et al. [46] sostengono che la posizione circonferenziale relativa influisca sulla posizione, sulla forma e sul valore di temperatura in uscita dalla schiera statorica. Inoltre, il *clocking* ha influenza sulla distribuzione circonferenziale dei parametri termici e fluidodinamici come temperatura, pressione e velocità. Per condizioni di elevata turbolenza però, posizionare l'*hot-streak* in corrispondenza del *leading edge* della pala statorica non attenua il picco di temperatura, come dimostrato da Jenkins et al. [44]. Basol et al. [47] sostengono che il *clocking* provochi la ridistribuzione del carico termico del rotore, ad esempio, l'*hot-streak* posizionato in mezzeria del canale, quindi in corrispondenza del *pressure side* statorico, riduce la temperatura al *tip* rotorico e aumenta il carico termico a *midspan*. Tale aspetto è positivo in quanto il *tip* è più difficile da raffreddare, mentre in corrispondenza del *midspan* della pala rotorica viene applicato il *film cooling*.

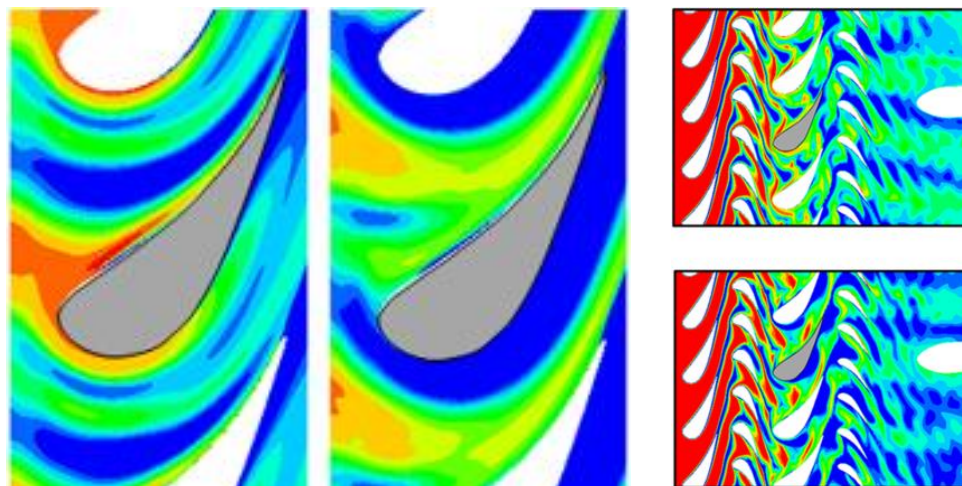


Fig. 1.11: *hot-streak* posizionato in corrispondenza del *leading edge* statorico (a sinistra), in corrispondenza della mezzeria del canale (al centro), effetto del *clocking* sulla temperatura all'interno dello stadio (a destra) (Tallman [48])

Un altro aspetto importante studiato in letteratura è l'influenza dell'*hot-streak* sul campo di moto rotorico. In prima approssimazione si può affermare che la differenza di temperatura totale, e quindi la densità del flusso, è conseguenza della differenza in termini di velocità assoluta. A parità di pressione totale e all'aumentare della temperatura si ha una diminuzione di densità del flusso e quindi un conseguente aumento della velocità. Come mostrato in Fig. 1.12, che riporta su un piano *blade-to-blade* i triangoli di velocità, le velocità assolute nel caso con e senza *hot-streak*, rispettivamente v_{in} e v_h , hanno la stessa incidenza, sebbene v_h sia maggiore. Quando la velocità è riportata nel referenziale relativo, si riscontra una differenza $\Delta\beta$ dell'angolo di incidenza sul rotore β . L'*hot-streak* risulta quindi trasportato verso il *pressure side*, con conseguente deposito sull'intradosso della pala rotorica.

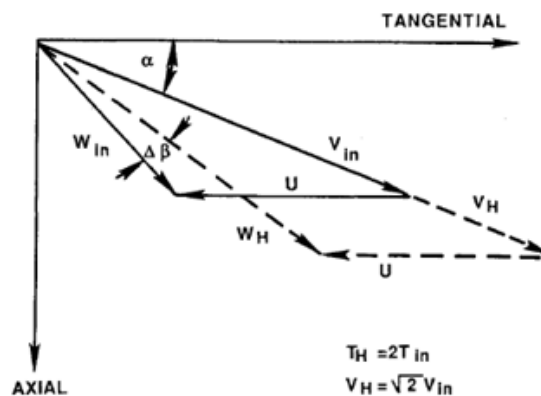


Fig. 1.12: triangoli di velocità in ingresso al rotore



Gli effetti termici indotti dagli *hot-streaks* sul campo di moto del rotore sono molto più complessi, inoltre l'interazione statore-rotore causa disuniformità di temperatura media temporale in ingresso al rotore (Shang et al. [39]). Come detto, nel referenziale assoluto, il getto caldo si sposta con la stessa quantità di moto e lo stesso angolo di flusso del *mainstream*. In corrispondenza del rotore, l'*hot-streak* ha una quantità di moto relativa maggiore e quindi una maggiore pressione di ristagno. I gradienti di pressione al ristagno indotti dalla presenza di un flusso a maggiore temperatura inducono ulteriori flussi secondari rispetto a quelli presenti nel *mainstream* a temperatura uniforme. Infatti, considerando un flusso incomprimibile e trascurando i gradienti circonferenziali, Butler et al. [40] hanno dimostrato come, in una schiera di pale rotoriche, la generazione di vorticità del flusso è funzione della pressione relativa di ristagno e dei gradienti di densità, associati quindi a gradienti di temperatura. Il campo di moto del rotore è quindi sensibilmente influenzato dall'*hot-streak*, così come la temperatura superficiale della pala rotorica, come dimostrato da diversi Autori tra cui Butler et al. [40], Dorney et al. [49], Shang et al. [39]. La presenza dei flussi secondari è responsabile della migrazione dell'aria calda verso il *pressure side*, con conseguente surriscaldamento della pala sul lato in pressione, e dell'aria a temperatura minore verso il *suction side*. Analogamente è stata osservata la migrazione dell'aria calda verso l'*hub* della macchina, a causa delle forze di galleggiamento, con conseguente incremento della temperatura dell'*endwall* inferiore, e quella dell'aria più fredda verso il *tip* (Shang et al. [39], Qingjun et al. [42]). Come si evince dalla Fig. 1.13, vi è quindi una migrazione preferenziale, studiata da Butler et al. [40], Dorney et al. [49], Roback [50], Rai et al. [51]. Qingjun et al. [52] asseriscono che i parametri di influenza della migrazione dell'*hot-streak* nel rotore siano l'angolo di incidenza sul rotore, i flussi secondari e le forze di galleggiamento, mentre Basol et al. [47] sostengono vi sia anche influenza della velocità radiale sul trasporto in direzione *spanwise*.

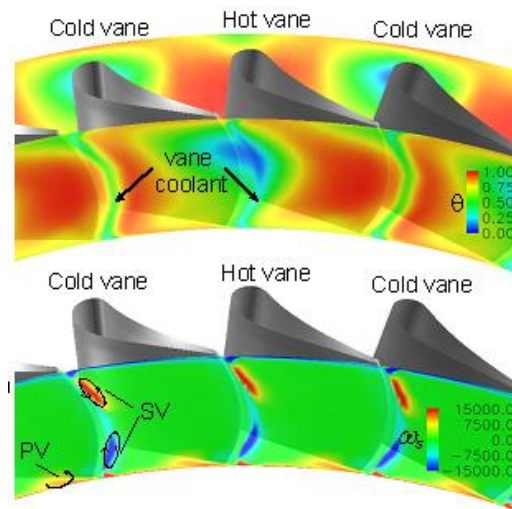


Fig. 1.13: distribuzione della temperatura (sopra) e della vorticità (sotto) all’uscita del canale palare (Ong e Miller [1])

In Fig. 1.14 è riportata la mappa di temperatura lungo l’altezza della pala al variare della frequenza di passaggio della pala rotorica stessa. Dalla figura si può notare la migrazione dell’aria calda verso l’*endwall* inferiore, come studiato da Jenny et al. [45]. Nonostante l’*hot-streaks generator* sia posizionato al 50% dell’altezza radiale, il punto caldo migra verso l’*hub* e il *tip*, come indicano le frecce di colore nero. Nonostante la migrazione radiale, il punto caldo non raggiunge le pareti terminali. Jenny et al. [45] dimostrarono inoltre che la migrazione radiale causa problemi sul *tip* della pala, una regione che è molto difficile da raffreddare.

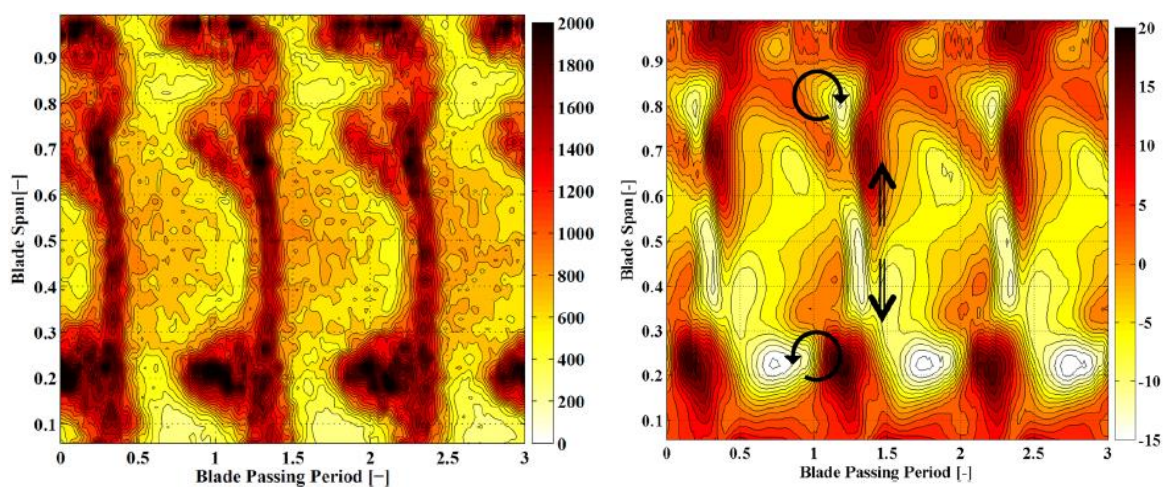


Fig. 1.14: distribuzione di temperatura e di temperatura adimensionale (Jenny et al. [45])



Capitolo 2 - Apparato sperimentale, tecniche di misura e modalità di prova

In questo capitolo viene fornita una descrizione del modello di turbina assiale monostadio e della strumentazione per mezzo delle quale è stato simulata la presenza di un *hot-spot* all’aspirazione della macchina e ne è stata studiata la propagazione, il miscelamento, l’interazione con i flussi secondari del mozzo e della cassa e con il passaggio palare. Per mezzo di un sistema soffiante-riscaldatore-ugello (*hot-streak generator, HSG*) è stato creato un getto caldo ed esso è stato iniettato a monte della schiera statorica. Mediante sonda pneumatica a 5 fori e termocoppie, è stato ricostruito il campo aero-termico del flusso evolvente all’interno della turbina. È stato valutato inoltre lo scambio termico della schiera statorica tramite la termografia ad infrarossi. Infine mediante misure Mie-Scattering mediate in fase è stata misurata la concentrazione del getto a valle della schiera rotorica. La turbina è stata progettata in modo tale da permettere l’acquisizione di tutte le grandezze di interesse e sono stati presi accorgimenti per consentire l’uso di diverse tecniche di misura.

2.1 Il modello di turbina assiale monostadio

Lo studio sperimentale della propagazione degli *hot-streaks* nel primo stadio della turbina è stato effettuato all’interno di un modello di turbina monostadio, presso il Laboratorio di Aerodinamica e Turbomacchine del dipartimento DIME sezione MASET (Fig. 2.1).

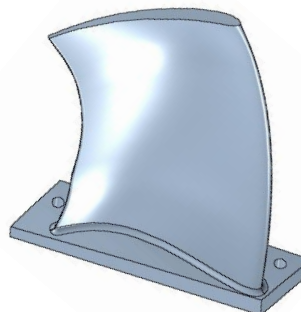


Fig. 2.1: vista frontale della macchina in cui si possono osservare le pale della schiera statorica e la cassa esterna in acciaio inossidabile (a sinistra) e disegno CAD della pala rotorica (a destra)

L'asse della macchina è collegato, mediante un riduttore, ad un motore asincrono in corrente continua che assorbe la potenza erogata mantenendo la velocità di rotazione costante. La turbina è trascinata dal flusso che si genera grazie alla depressione creata da un ventilatore posto a valle della macchina stessa e si trova quindi a lavorare in aspirazione. Il ventilatore è azionato da un motore asincrono da 60 kW collegato ad un inverter, che consente di variare la frequenza per ottenere diversi punti di funzionamento, e l'albero della turbina viene frenato per mezzo di un motore elettrico reversibile da 40 kW. La cassa è realizzata in acciaio inossidabile e non sono presenti pre-distributori all'aspirazione in modo da consentire l'accesso ottico, finalizzato alla misura delle temperature superficiali dello statore tramite termocamera ad infrarossi.

La turbina elabora una portata d'aria a temperatura ambiente T_∞ e a monte dello statore viene iniettato un getto di aria calda atto a simulare la presenza dell'*hot-streak* tramite un opportuno dispositivo, la cui posizione radiale e circonferenziale è stata variata, come verrà descritto nei successivi paragrafi.

I parametri principali dell'impianto sono riassunti in Tab. 2.1. L'intera campagna sperimentale è stata svolta a numero di Reynolds fissato ($Re = 80.000$), basato sulla velocità isoentropica relativa di uscita dalla schiera rotorica e sulla corda del profilo a *midspace*.



Tab. 2.1: principali parametri geometrici e di funzionamento

Parametri geometrici	
Numero pale statoriche	49
Numero pale rotoriche	49
Raggio cassa	0.718 m
Raggio mozzo	0.418 m
Raggio <i>midspan</i>	0.568 m
Rapporto tra raggio cassa/mozzo	1.72
Lunghezza corda assiale a <i>midspan</i> , C_x	0.100 m
Lunghezza passo a <i>midspan</i>	0.073 m
Rapporto passo/corda a <i>midspan</i>	0.73
Area frontale	1.07 m ²
Parametri di funzionamento	
Regime di rotazione	173 rpm
Velocità assiale a <i>midspan</i> , c_x	6.83 m/s
Numero di Reynolds, $Re = w_{2is} C / \nu$	80.000
Coefficiente di portata, $\phi = c_x / u_{midspan}$	0.694

Sulla cassa della turbina sono realizzate tre feritoie poste a monte e valle dello statore e a valle del rotore, al fine di permettere l’inserimento delle sonde di pressione e temperatura per la misura del campo aero-termico in tre piani frontali. Un sistema di movimentazione che permette spostamenti minimi di 8 μm è stato utilizzato per movimentare le sonde in direzione circonferenziale e radiale.



Fig. 2.2: feritoie realizzate sulla cassa della macchina per il posizionamento e la movimentazione delle sonde (a sinistra) e sistema di movimentazione delle sonde (a destra)

Le feritoie sono state realizzate in tre postazioni di misura lungo l'asse della macchina:

- (1) monte statore: a 65% C_x a valle dell'*hot-streaks generator* e al 35% C_x a monte del *leading edge* della schiera statorica;
- (2) valle statore: al 20% C_x a valle del *trailing edge* della schiera statorica e al 50% C_x dal *leading edge* della schiera rotorica;
- (3) valle rotore: al 63% C_x a valle del *trailing edge* della schiera rotorica.

La Tab. 2.2 riporta le coordinate lungo l'asse della macchina dei tre piani di misura, dove z è la coordinata lungo l'asse della macchina, D_i è il diametro interno dell'*hot-streak generator*, pari a 21 mm, e C_x è la corda assiale a *midspan*, pari a 100 mm.

Tab. 2.2: coordinate lungo l'asse della macchina dei tre piani di misura

	z [mm]	z / D_i	z / C_x
Uscita <i>hot-streak generator</i>	0	0	0
Monte statore	65	3	0.65
Valle statore	220	10.5	2.2
Valle rotore	390	18.6	3.9

È inoltre presente una finestra in vetro per garantire l'accesso per l'utilizzo di tecniche di misura ottiche, riportata in Fig. 2.3. Essa si estende a partire da 50 mm a monte del



leading edge della schiera statorica fino a 70 mm a valle del *trailing edge* di quella rotorica.



Fig. 2.3: accesso ottico alle schiere di pale

2.2 Il sistema *hot-streak generator* (HSG)

Per simulare disuniformità di temperatura in ingresso alla turbina è stato progettato un opportuno sistema di adduzione di aria calda ausiliaria (*hot-streak generator*, HSG), atto a generare un punto caldo rispetto al flusso principale della macchina (*mainstream*). Tale sistema comprende una soffiante per la generazione della corrente d'aria, un riscaldatore elettrico per il riscaldamento della corrente d'aria e un sistema di movimentazione del getto caldo per variarne con continuità la posizione radiale e circonferenziale.

2.2.1 La soffiante

La soffiante a canali tangenziali preleva aria a temperatura ambiente e la invia al sistema di riscaldamento. Variando la frequenza di rotazione della macchina, mediante inverter, è possibile generare la portata desiderata. È presente un dispositivo a contrazione della vena fluida con prese di pressione statica per la misura della portata. Esso si basa sul principio della nota equazione di Bernoulli semplificata, tramite cui, nota la velocità del flusso aspirato, si risale al valore di portata massica. Come noto, dall'equazione di Bernoulli semplificata (Eq. 2.1) si ricava la velocità del flusso aspirato (Eq. 2.2) e quindi la portata massica (Eq. 2.3), inviata al sistema di riscaldamento dell'aria ausiliaria:

$$p_{amb} + \frac{1}{2}\rho v_{amb}^2 = p_g + \frac{1}{2}\rho v_g^2 \quad (2.1)$$



dove il pedice “*amb*” indica le condizioni ambiente, mentre il pedice “*g*” quelle della gola del dispositivo. Essendo trascurabile la velocità dell’aria ambiente, la pressione statica ambiente si può ragionevolmente considerare pari a quella totale dell’ambiente, ovvero $p_{t,amb} = p_{amb}$; la velocità della gola si ottiene mediante la misurazione della pressione statica nella gola del condotto. Dalle successive due equazioni si può ricavare la portata d’aria nel sistema soffiante-riscaldatore:

$$v_g = \sqrt{\frac{2(p_{amb} - p_g)}{\rho}} \quad (2.2)$$

$$\dot{m}_{air} = \frac{\pi D_g^2}{4} \rho_{amb} v_g \quad (2.3)$$

dove la densità ρ_{amb} [kg/m³] è calcolata riferendosi alle condizioni ambiente e $D_g = 10$ mm è il diametro di gola del dispositivo a contrazione della vena fluida.

Mediante l’Eq. 2.4 è possibile ricavare la velocità media in uscita dall’ugello per la generazione di *hot-streak*:

$$v_{HSG} = \frac{4 \cdot \dot{m}_{air}}{\rho_{HSG} \pi D_{HSG}^2} \quad (2.4)$$

Dove ρ_{HSG} [kg/m³] è la densità dell’aria valutata alla temperatura in uscita dall’ugello T_{hot} , quindi dopo aver attraversato il sistema di riscaldamento, e D_{HSG} è il diametro interno dell’ugello pari a 21 mm. In Fig. 2.4 è riportato il sistema soffiante-riscaldatore.

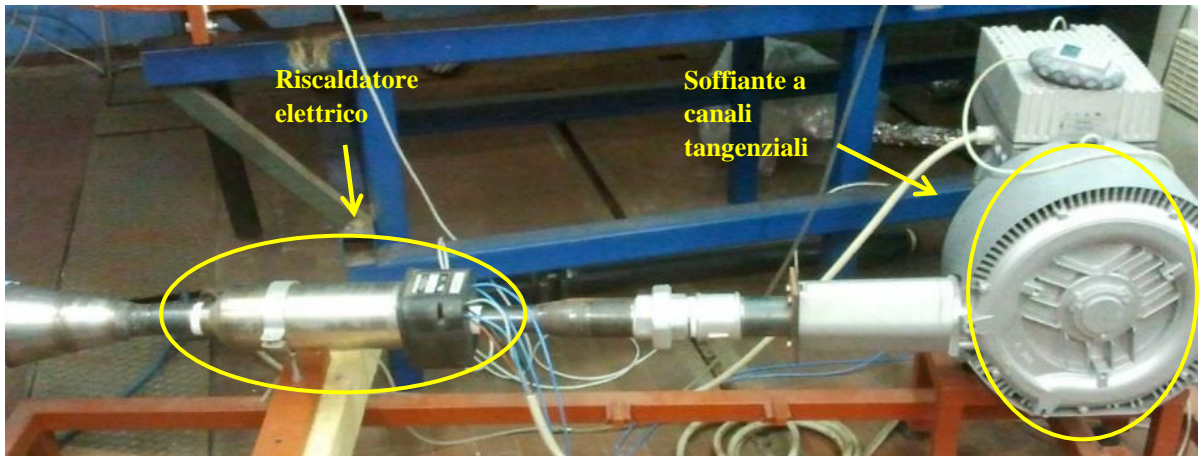


Fig. 2.4: sistema soffiante-riscaldatore

2.2.2 Il riscaldatore

Per il riscaldare l’aria ausiliaria è stato utilizzato un riscaldatore a resistenza elettrica MasterWatt di potenza massima erogabile pari a 36 kW, dotato di controller elettronico per



la variazione di temperatura. In Fig. 2.5 è mostrato il quadro di comandi dal quale è possibile selezionare il flusso termico per poter riscaldare l’aria fino alla temperatura desiderata.



Fig. 2.5: quadro di comandi del riscaldatore MasterWatt

2.2.3 Il sistema di movimentazione

Una volta che l’aria calda è fuoriuscita dal sistema di alimentazione ausiliario composto da soffiante e riscaldatore, è inviata ad un ugello posizionato ad una corda assiale $C_x = 100$ mm a monte della schiera statorica della turbina mediante un tubo flessibile opportunamente coibentato. In Fig. 2.6 sono visibili il sistema di movimentazione dell’*hot-streak generator* e il condotto di adduzione dell’aria calda ausiliaria.

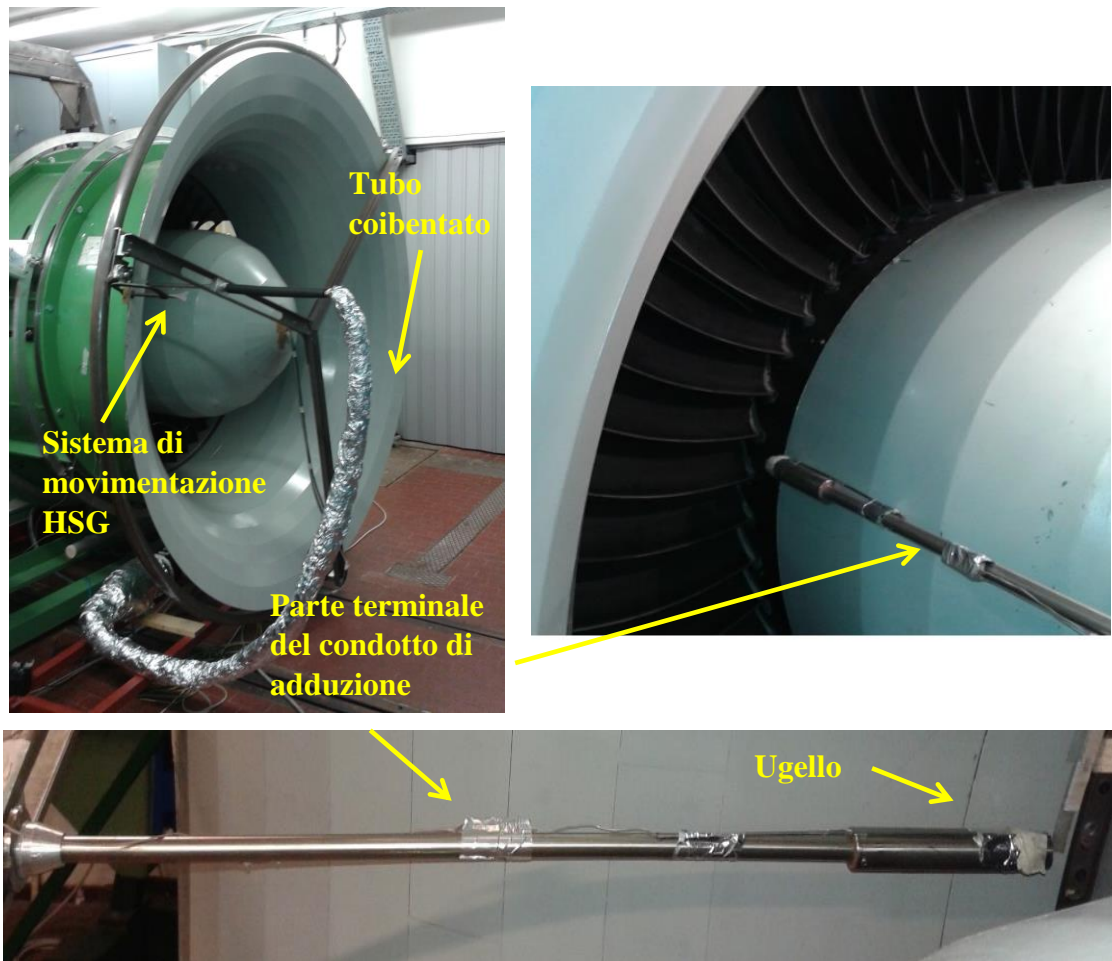


Fig. 2.6: vista della turbina e del sistema di movimentazione *HSG* (in alto a sinistra), posizionamento dell'ugello rispetto alla schiera statorica (in alto a destra), parte terminale del condotto di adduzione dell'aria calda (in basso)

La disuniformità di temperatura è stata creata iniettando aria a temperatura maggiore rispetto a quella del *mainstream*. La lunghezza del condotto di adduzione è stata scelta tale da permettere il pieno sviluppo del moto turbolento. È stata scelta una lunghezza del condotto di 1000 mm e un diametro pari a 10 mm. Il tubo flessibile a monte di tale condotto è stato opportunamente coibentato al fine di evitare dispersioni di calore per convezione con il flusso principale della turbina.

Le dimensioni dell'ugello risultano da una scelta di compromesso tra la necessità di garantire adeguate dimensioni dell'*hot-streak* e nel contempo quella di non preriscaldare eccessivamente il *mainstream* per effetto del contatto tra la superficie laterale esterna dell'ugello ed il *mainstream* stesso. Inoltre, è stata scelta una lunghezza tale da permettere



il pieno di sviluppo del moto turbolento all'interno dell'ugello (Tanda e Satta [53]). In Tab. 2.3 sono riportate le principali caratteristiche dell'ugello.

Tab. 2.3: principali caratteristiche dell'ugello

Lunghezza del condotto di adduzione ugello	1000 mm
Diametro interno del condotto di adduzione	10 mm
Lunghezza dell'ugello	125 mm
Diametro interno dell'ugello	21 mm
Spessore dell'ugello	2 mm
Materiale	Acciaio inox
Conducibilità termica	20 W/m·K
Distanza rispetto al <i>leading edge</i> della pala statorica	100% C_x

Lo studio sperimentale della propagazione degli *hot-streaks* ha previsto diverse posizioni radiali e circonferenziali del getto caldo all'aspirazione della macchina. È stato quindi progettato un sistema di movimentazione a tre gradi di libertà, apprezzabile in Fig. 2.6, che permette la traslazione radiale, per spostare l'*hot-streak* a diverse posizioni lungo l'altezza della pala, la rotazione intorno l'asse della macchina per posizionare l'*hot-streak* a diverse posizioni circonferenziali, e la traslazione assiale. Come già detto la posizione assiale è stata fissata a una corda assiale dal *leading edge* della pala statorica. La traslazione radiale ha permesso di valutare l'interazione con i flussi secondari del mozzo e della cassa, mentre la rotazione intorno all'asse della macchina ha permesso di analizzare gli effetti del *clocking*, ovvero della posizione circonferenziale relativa tra getto caldo e pala statorica.

2.3 Le tecniche di misura

La campagna sperimentale per lo studio della propagazione degli *hot-streak* ha coinvolto misure del campo di pressione, mediante sonda pneumatica a 5 fori, misura della temperatura del flusso evolvente nella turbina mediante termocoppie, misure della temperatura superficiale della pala statorica mediante termocamera ad infrarossi e infine



misure della concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica mediante misura Mie-Scattering mediata in fase.

2.3.1 La sonda pneumatica a 5 fori

Per le indagini aerodinamiche è stata utilizzata una sonda pneumatica a 5 fori per la misura delle pressioni (totale e statica) e degli angoli (di *yaw* e di *pitch*) del flusso.

Tale strumento permette di ricostruire il campo di pressione e di moto per un flusso tridimensionale. La sonda è composta da una testina sulla quale sono presenti cinque prese di pressione, collegate a trasduttori differenziali. Il foro centrale, se allineato con il flusso, ne misura la pressione totale. I due fori disposti sull'asse orizzontale permettono di ricavare l'angolo di *yaw* del flusso, mentre quelli disposti su asse verticale l'angolo di *pitch*. Una volta acquisiti i valori delle cinque pressioni misurate, tramite opportuni coefficienti, derivati dalla procedura di taratura della sonda, si risale al valore della pressione totale, di quella statica, di quella dinamica, degli angoli di *yaw* e *pitch* e quindi alle componenti della velocità del flusso analizzato.

Nella presente sperimentazione, le pressioni sono state misurate tramite trasduttori differenziali SETRA a basso range (± 620 Pa) ed elevata sensibilità, per garantire una sufficiente accuratezza nella misura, viste le grandezze in gioco piccole in valore assoluto. L'accuratezza dello strumento è di $\pm 0.075\%$ del fondo scala dello strumento.

La sonda è stata posizionata sul supporto del sistema di movimentazione riportato in Fig. 2.2, in modo da ricostruire il campo di pressione bidimensionale nelle tre posizioni assiali descritte nel Paragrafo 2.1. Durante l'acquisizione, la sonda è stata movimentata con continuità in direzione radiale e circonferenziale ed è stata utilizzata una griglia di misura composta da 30 punti in direzioni radiale, con una risoluzione di minima di 6 mm, e 12 punti per passo polare in direzione circonferenziale, con una risoluzione minima di 4.5 mm riferiti alla radice della pala, e 9 mm riferiti all'apice.

2.3.2 Le termocoppie

Per la misura delle temperature coinvolte sono state utilizzate termocoppie Omega di tipo T (rame-costantana) a giunto esposto e a giunto coperto. Una termocoppia a giunto esposto è stata utilizzata per misurare la temperatura del flusso evolvente all'interno della turbina, al fine di avere una miglior risposta in frequenza da parte della sonda ed una minor



dimensione del volume di misura. La sonda di temperatura del flusso all'interno della macchina, analogamente alla sonda 5 fori precedentemente descritta, è stata movimentata con continuità in direzione radiale e circonferenziale. Per le misure termiche sono state utilizzate griglie di misura *ad hoc*, infittite opportunamente in corrispondenza del *hot-streak*. Tali *mesh* sono composte da circa 20 punti in direzione radiale, con risoluzione minima di 5 mm, e da 12 punti per passo palare in direzione circonferenziale, con una risoluzione minima di 4.5 mm riferiti alla radice della pala, e 9 mm riferiti all'apice.

Sono state utilizzate ulteriori tre termocoppie a giunto coperto, la cui posizione è visibile in Fig. 2.7, utilizzate per misurare le seguenti temperature:

- [1] temperatura dell'aria in ingresso alla soffiante T_{amb} , con la quale viene valutata la densità dell'aria ambiente utilizzata per il calcolo della portata all'interno dell'*hot-streak generator*;
- [2] temperatura all'uscita dell'*HSG* T_{hot} , con la quale viene calcolata la densità del getto caldo e successivamente utilizzata per la definizione di un'opportuna temperatura adimensionale;
- [3] temperatura del *mainstream* all'aspirazione della turbina T_{∞} , utilizzata per la definizione di un'opportuna temperatura adimensionale.

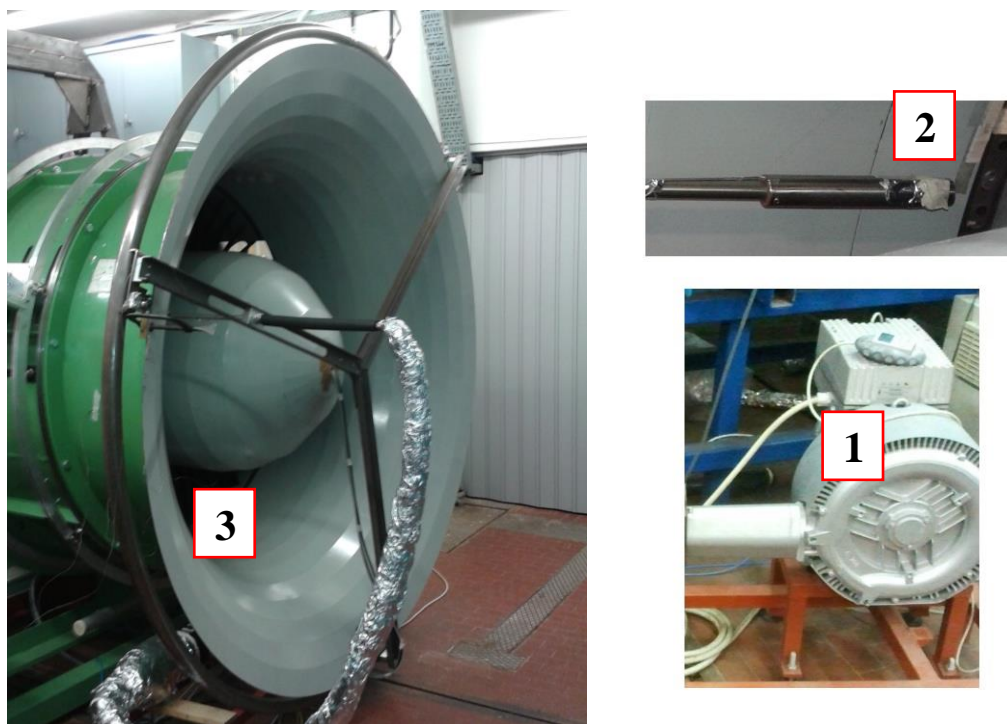


Fig. 2.7: posizionamento delle termocoppie a giunto coperto



Le termocoppie sono state collegate ad un sistema di acquisizione dedicato National Instruments NI PXIe. Lo strumento è dotato di una morsettiera interna per il collegamento simultaneo di 32 termocoppie, dotate di un termistore per la compensazione della temperatura. L'accuratezza è pari a 0.3°C e la frequenza di campionamento è pari a 90 S/s/ch in modalità alta velocità e 1 S/s/ch in modalità ad alta risoluzione.

2.3.3 La termografia ad infrarossi

La temperatura superficiale sulle pale statoriche è stata misurata tramite termocamera ad infrarossi FLIR T335. L'emissività fissata per le prove, sulla base della superficie emittente (pala statorica in resina ricoperta con vernice nera opaca) è pari a 0.95. Le immagini termografiche acquisite hanno una risoluzione di 320×240 pixel e lo strumento è caratterizzato da una risoluzione in temperatura di 0.05°C , con un'accuratezza di $\pm 1^{\circ}\text{C}$.

2.3.4 Misura di concentrazione del getto caldo mediante misura Mie-Scattering media in fase

Per studiare il miscelamento dell'*hot-streak* con il *mainstream* sono state inoltre effettuate misure Mie-Scattering a valle della schiera rotorica. Il getto caldo in uscita dall'ugello è stato tracciato mediante particelle inseminanti (gocce di olio minerale con un diametro medio di $1.5\ \mu\text{m}$), iniettate a monte dell'ugello stesso. Per illuminare le particelle traccianti è stato adoperato un *dual-cavity Nd:YLF pulsed laser Litron LDY 304* (energia $2 \times 30\ \text{mJ}$ per pulsazione a $527\ \text{nm}$ e tasso di ripetizione $1000\ \text{Hz}$), il cui sistema ottico crea una lama laser di spessore $1\ \text{mm}$. Tale tecnica ha previsto l'utilizzo di telecamera elettronica munita di sensore CCD (*charge coupled device*) che viene impressionata dalle particelle inseminanti. Le immagini acquisite hanno una risoluzione di 2560×1200 pixel e un Magnification Factor è pari a 8.

2.4 Metodologia di prova e post-processing

Durante la campagna sperimentale per lo studio della propagazione degli *hot-streaks* sono state analizzate diverse posizioni radiali e circonferenziali del getto caldo. Radialmente, il getto è stato posizionato in corrispondenza di cinque posizioni lungo l'altezza della pala, rispettivamente al 12.5, 25, 50, 75 e 87.5% dell'altezza palare, in modo



da analizzare le diverse interazioni tra *hot-streak* e flusso principale. Circonferenzialmente, il getto è stato allineato con il bordo di ingresso della pala statorica (*leading edge*, *i.e.*) oppure è stato posizionato in corrispondenza della mezzeria del canale palare statorico, in modo da studiare gli effetti del *clocking*, ovvero della posizione circonferenziale relativa tra *hot-streak* e pala statorica. In Tab. 2.4 e in Fig. 2.8 sono riportate le posizioni del getto caldo analizzate.

Tab. 2.4: posizioni radiali e
circonferenziali analizzate

Posizione	Pos. circonferenziale HS y / g(r)	Pos. radiale HS (r - r _{hub}) / h _{blade}
1	0	12.5%
2	0	25%
3	0	50%
4	0	75%
5	0	87.5%
6	0.5	12.5%
7	0.5	25%
8	0.5	50%
9	0.5	75%
10	0.5	87.5%

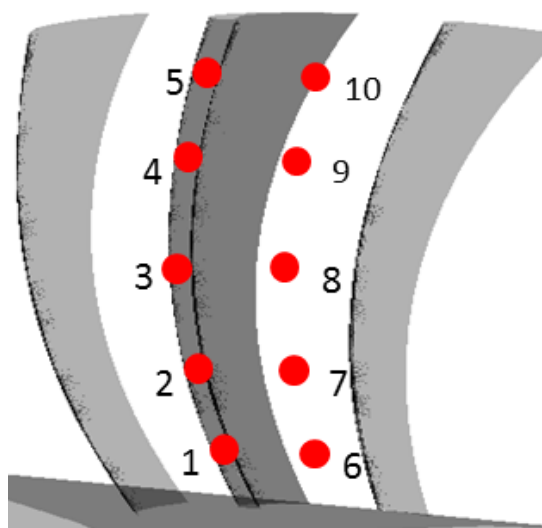


Fig. 2.8: posizioni radiali e
circonferenziali analizzate

Una volta posizionato l'*hot-streak* alla posizione radiale e circonferenziale desiderata, il deflusso d'aria dell'*hot-streak generator* è stato alimentato e riscaldato, agendo sul quadro comandi della soffiante per impostare un valore predefinito di portata, e del riscaldatore, settando la potenza termica erogata. Prima dell'esecuzione della prova, si è atteso il raggiungimento delle condizioni di regime termico dell'*hot-streak generator*, ovvero fino a quando la temperatura in uscita dall'ugello si mantenesse ragionevolmente costante e



nell'intorno di circa 100°C. Le condizioni di funzionamento della turbina sono state imposte selezionando un regime di rotazione pari a 173 rpm, corrispondenti a una velocità periferica al *midspan* della pala statorica pari a $u_{\text{mid}} = 10.3$ m/s, e una velocità assiale all'ingresso riferita al *midspan* pari a $c_{x,\text{mid}} = 6.8$ m/s. La portata dell'*HSG* è stata impostata eguagliando la pressione totale in uscita dall'ugello pari a quella all'aspirazione della macchina.

Durante le prove aero-termiche, la sonda pneumatica a 5 fori e la termocoppia sono state movimentate radialmente e circonferenzialmente, mediante il sistema di movimentazione riportato in Fig. 2.2 e 2.9. Gli spostamenti sono stati comandati in modo automatico dal computer di acquisizione, a cui è stato dato in input un file contenente le coordinate dei punti di misura. Per le misure del campo di pressione è stata utilizzata una *mesh* di misura infittita in corrispondenza degli *endwalls*, mentre per le misure del campo termico è stata utilizzata una *mesh* di misura infittita in corrispondenza del getto caldo. Circonferenzialmente, è stato considerato un range diverso a seconda della postazione assiale di misura, dalla quale dipende l'allargamento che il getto caldo sperimenta, a causa della miscelazione con il *mainstream*. A monte della schiera statorica è stato analizzato un solo passo palare, in quanto il getto ha dimensioni contenute, non avendo ancora interagito con lo stadio della macchina. A valle della schiera statorica è stata considerata un'escursione circonferenziale $\Phi/\Delta\Phi$ tra 1.5 e 1.7, dove Φ rappresenta l'ascissa curvilinea del passo palare e $\Delta\Phi$ l'ampiezza del passo stesso. A valle della schiera rotorica, a causa del maggior allargamento subito dal getto, è stata analizzata un'escursione circonferenziale massima pari a $\Phi/\Delta\Phi = 2.5$.

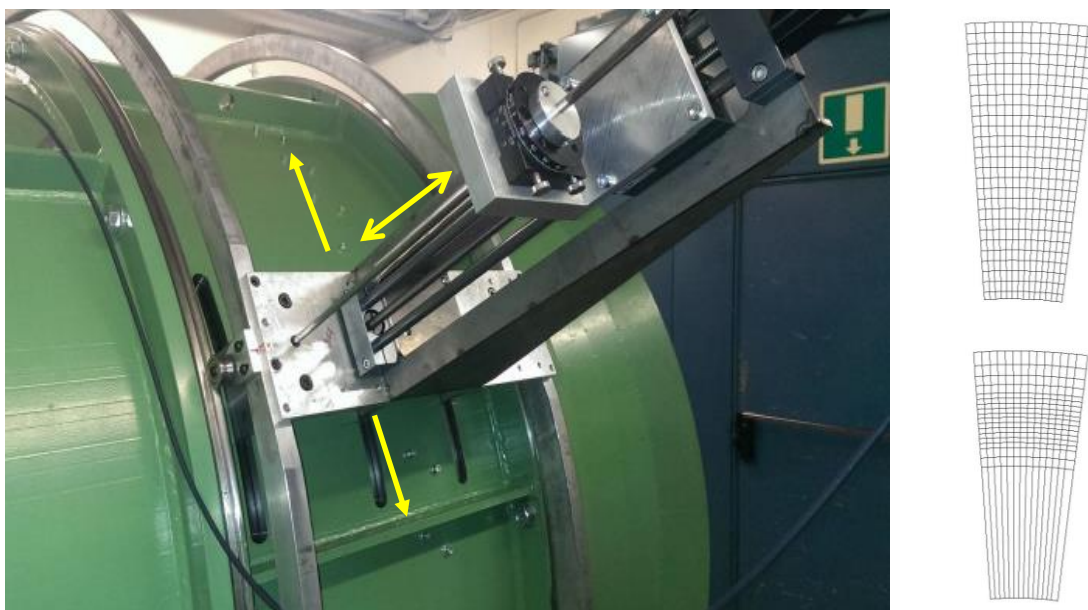


Fig. 2.9: sistema di movimentazione con indicazione della traslazione radiale e circonferenziale (a sinistra), *mesh* di misura per il campo di pressione (in alto a destra) e per il campo termico con *hot-streak* posizionato al 75% dell'altezza palare (in basso a destra)

È da notare come misure del campo aero-termico a valle della schiera rotorica siano medie nel tempo, in quanto le sonde utilizzate non dispongono di una risposta in frequenza tale da permettere la risoluzione nel tempo.

2.4.1 Misura del campo di pressione

L'output della sonda a 5 fori, utilizzata per valutare il campo di pressione, è un file contenente per ciascun punto del dominio di misura i valori di tensione in uscita da ciascun trasduttore. Utilizzando un'opportuna *subroutine* vengono ricavati valori locali e medi delle grandezze in gioco, come i valori di pressione totale, statica, dinamica, le componenti di velocità assolute e relative, gli angoli di *yaw* e *pitch*. Tale codice ha come input il file di acquisizione, alcuni parametri geometrici che variano a seconda della postazione assiale della misura e i valori di temperatura misurati in ciascun punto mediante la termocoppia. In questo modo è possibile implementare la variazione della densità del flusso come funzione della temperatura locale, che implica variazioni nel calcolo delle componenti di velocità, derivate dalla misura della pressione dinamica. Mediante la *subroutine* è stato possibile ricostruire il campo di pressione 2D e fare medie circonferenziali nel passo palare.



Sono stati inoltre definiti opportuni coefficienti adimensionali per i piani di misura a valle della schiera statorica e di quella rotorica:

1. piano a valle dello statore:

$$c_{pt,valle_stat}(r, \theta) = \frac{\overline{p_{t,monte_stat}} - p_{t,valle_stat}(r, \theta)}{\overline{p_{din,monte_stat}}} \quad (2.5)$$

Dove:

- $p_{t,monte_stat}$ è un valore di riferimento della pressione totale assoluta mediato nel precedente piano di misura,
- $p_{t,valle_stat}(r, \theta)$ è il valore di pressione totale assoluta misurato dalla sonda 5 fori in ciascun punto del dominio;
- $p_{din,monte_stat}$ è un valore di riferimento della pressione dinamica mediato nel precedente piano di misura.

2. piano a valle del rotore:

$$c_{ptr,valle_rot}(r, \theta) = \frac{\overline{p_{tr,monte_rot}} - p_{tr,valle_rot}(r, \theta)}{\overline{p_{din,monte_rot}}} \quad (2.6)$$

Dove:

- $p_{tr,monte_rot}$ è un valore di riferimento della pressione totale relativa mediato nel precedente piano di misura,
- $p_{tr,valle_rot}$ è il valore di pressione totale relativa misurato dalla sonda 5 fori in ciascun punto del dominio;
- $p_{din,monte_rot}$ è un valore di riferimento della pressione dinamica mediato nel precedente piano di misura.

2.4.2 Misura del campo termico

L'output del sistema di acquisizione delle temperature è un file contenente per ciascun punto del dominio i valori delle temperature elencate nel Paragrafo 2.3.2. Utilizzando un'opportuna *subroutine* viene calcolata per ogni punto del dominio la temperatura adimensionale θ , definita come:

$$\theta(r, \theta) = \frac{T(r, \theta) - T_{\infty}}{T_{hot} - T_{\infty}} \quad (2.7)$$

Dove:

- $T(r, \theta)$ è la temperatura locale del flusso evolvente all'interno della macchina misurata tramite termocoppia;



- T_{hot} è la temperatura del getto caldo;
- T_{∞} è la temperatura del flusso indisturbato.

È stato scelto di analizzare il campo termico in termini di temperatura adimensionale θ in quanto precedenti studi (Tanda e Satta [53]) condotti in galleria del vento hanno mostrato come il profilo di temperatura in forma adimensionale sia indipendente dalla temperatura massima a cui viene iniettato il getto di aria calda (T_{hot}). In figura 2.10 si può notare come i profili di temperatura si sovrappongano al variare della temperatura massima considerata.

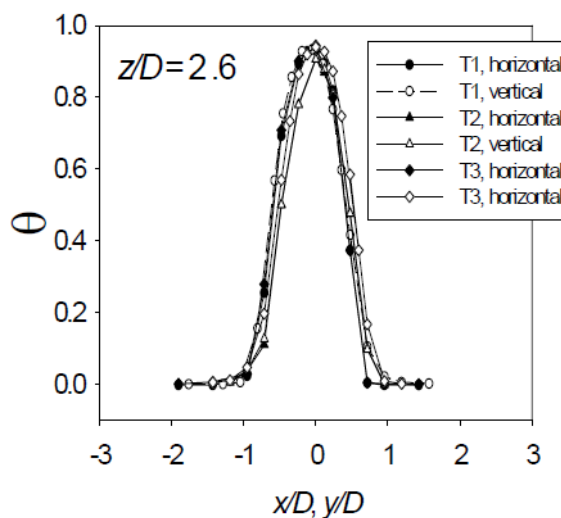


Fig. 2.10: profili di temperatura θ al variare della temperatura massima (Tanda e Satta [53])

Mediante la *subroutine* è stato possibile ricostruire il campo termico 2D e visualizzare andamenti radiali e circonferenziali della temperatura adimensionale.

2.4.3 Misure della temperatura superficiale della pala statorica

L'impiego della termografia ad infrarossi ha permesso di misurare la temperatura superficiale sulla pala statorica per diverse posizioni circonferenziali dell'*hot-streak generator*, sia sull'intradosso, sia nella prima parte dell'estradosso (per il quale la geometria della pala ammette solo un accesso ottico parziale). Tali visualizzazioni hanno permesso di individuare con precisione la posizione del getto di aria calda, vedendo dove esso impatti sulla pala statorica e come si distribuisca su di essa.



Per quanto riguarda le misure effettuate sull'intradosso, l'*hot-streak* è stato posizionato in 20 punti diversi all'interno di un passo statorico, mentre per le misure sull'estradosso sono state indagate 10 posizioni tra quelle già analizzate per l'intradosso. Le misure suddette sono state effettuate per cinque diverse posizioni radiali dell'ugello, pari rispettivamente al 12.5, 25, 50, 75 e 87.5% dell'altezza palare, come nel caso delle misure aero-termiche del flusso evolvente all'interno della turbina.

Le immagini termografiche sono state quindi rielaborate in termini di temperatura adimensionale θ (Eq. 2.7), dove T è in questo caso la temperatura superficiale della pala, e sono state create curve isolivello per quantificare le variazioni di temperatura sulla superficie della pala statorica. In particolare sono state analizzate in dettaglio quattro posizioni circonferenziali del getto caldo, posizionandolo:

- in corrispondenza del bordo di ingresso dello statore, $y / g(r) = 0$, (immagine 1);
- ad un quarto del passo statorico, $y / g(r) = 0.25$, (immagine 2);
- al centro del canale, $y / g(r) = 0.5$, (immagine 3);
- a tre quarti del passo statorico, $y / g(r) = 0.75$, (immagine 4).

Dove $g(r)$ indica la larghezza del passo palare alla posizione radiale r .

2.4.4 Misure di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica

Le misure di concentrazione in fase mediante Mie-Scattering a valle della schiera rotorica hanno permesso di analizzare qualitativamente le variazioni temporali del getto caldo e quindi la sua interazione con il passaggio pala. Tale tecnica di indagine ha consentito la ricostruzione del campo tempovariante di concentrazione dell'*hot-streak* rispetto al *mainstream*, a sua volta legato a variazioni spaziali e temporali di densità e temperatura del flusso evolvente nello stadio della macchina.

Il dominio di misura interessato dalla lama laser è di forma rettangolare e comprende l'intera altezza palare (normalizzata con l'altezza della pala stessa h_{blade}) e i passi circonferenziali (normalizzati con l'escursione angolare del passo palare $\Delta\Phi$) pari a $\Phi/\Delta\Phi = 2-3.5$ riferiti alla cassa e $\Phi/\Delta\Phi = 1.5-4$ riferiti al mozzo.

Durante tale campagna sperimentale si è scelto di posizionare l'*hot-streak generator* in corrispondenza del *leading edge* della pala statorica. Come si vedrà nel successivo capitolo, l'escursione circonferenziale che il getto caldo sperimentata è direttamente confrontabile con quella riferita alle misure di temperatura mediante termocoppia. Le



misure di concentrazione delle particelle traccianti di *seeding* (inseminanti del solo *hot-streak* e non del *mainstream*) sono presentate in termini di intensità luminosa, normalizzata con il valore mediato temporalmente all'interno del getto caldo, per ciascuna posizione radiale analizzata. Sono state indagate tre diverse posizioni radiali dell'ugello, pari rispettivamente al 25, 50 e 75% dell'altezza palare.



Capitolo 3 - Risultati sperimentali

In questo capitolo vengono presentati i risultati sperimentali. Come precedentemente descritto, la posizione radiale e circonferenziale dell'*hot-streak* è stata variata, in modo da studiare l'interazione del getto caldo con i flussi secondari e gli effetti del *clocking*. È stata effettuata dapprima l'analisi del carico termico sul *pressure side* e sul *suction side* della pala statica misurando la temperatura superficiale mediante la termografia ad infrarossi. Successivamente è stato indagato il campo di pressione mediante sonda pneumatica a 5 fori e il campo termico mediante termocoppia a giunto esposto.

I risultati sono presentati in termini di temperatura adimensionale θ , dove $\theta = 0$ implica temperatura locale dell'aria evolvente nella turbina pari a quella del flusso indisturbato, mentre $\theta = 1$ implica temperatura locale dell'aria evolvente nella turbina pari a quella massima che si trova in uscita dall'*hot-streak generator*.

Infine, sono state effettuate delle misure di concentrazione del getto a valle della schiera rotorica, tramite misura Mie-Scattering mediata in fase, in modo da analizzare l'interazione dell'*hot-streak* con il passaggio palare.

3.1 Temperatura superficiale della pala statica

In Fig. 3.1-3.2 si può vedere il posizionamento radiale dell'ugello per la generazione di *hot-streak* al 25, 50 e 75% dell'altezza palare.

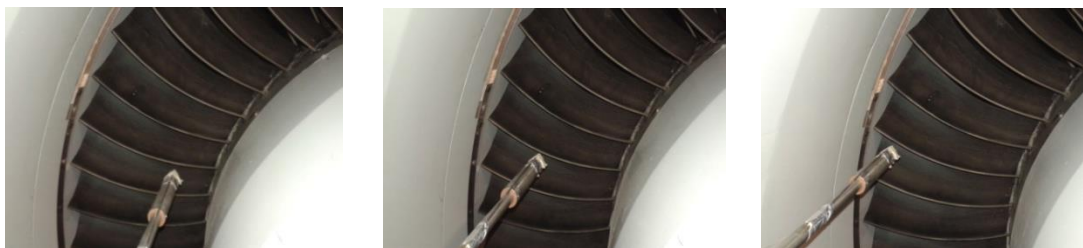


Fig. 3.1: posizionamento dell'*hot-streak generator* al 25, 50 e 75% dell'altezza palare (vista dall'alto)



Fig. 3.2: posizionamento dell'*hot-streak generator* al 25, 50 e 75% dell'altezza palare (vista dal basso)

In Fig. 3.3-3.12 sono riportate le immagini termografiche e lo zoom che riporta le linee isolivello della temperatura adimensionale θ nella regione della pala interessata dal getto caldo, sia per l'intradosso che per l'estradosso, dalla posizione radiale più vicina al mozzo a quella più vicina alla cassa, per quattro delle diverse posizioni circolarziali dell'ugello, già descritte nel precedente capitolo:

- in corrispondenza del bordo di ingresso dello statore, $y / g(r) = 0$, (immagine 1);
- ad un quarto del passo statorico, $y / g(r) = 0.25$, (immagine 2);
- al centro del canale, $y / g(r) = 0.5$, (immagine 3);
- a tre quarti del passo statorico, $y / g(r) = 0.75$, (immagine 4).

Dove $g(r)$ indica la larghezza del passo palare alla posizione radiale r .

La temperatura adimensionale θ , per l'analisi del carico termico superficiale della pala statorica, è definita come:

$$\theta(r, \theta) = \frac{T_{blade} - T_{\infty}}{T_{hot} - T_{\infty}} \quad (3.1)$$

Dove T_{blade} è la temperatura superficiale della pala misurata mediante termografia ad infrarossi, T_{hot} la temperatura del getto caldo e T_{∞} è la temperatura del flusso indisturbato.

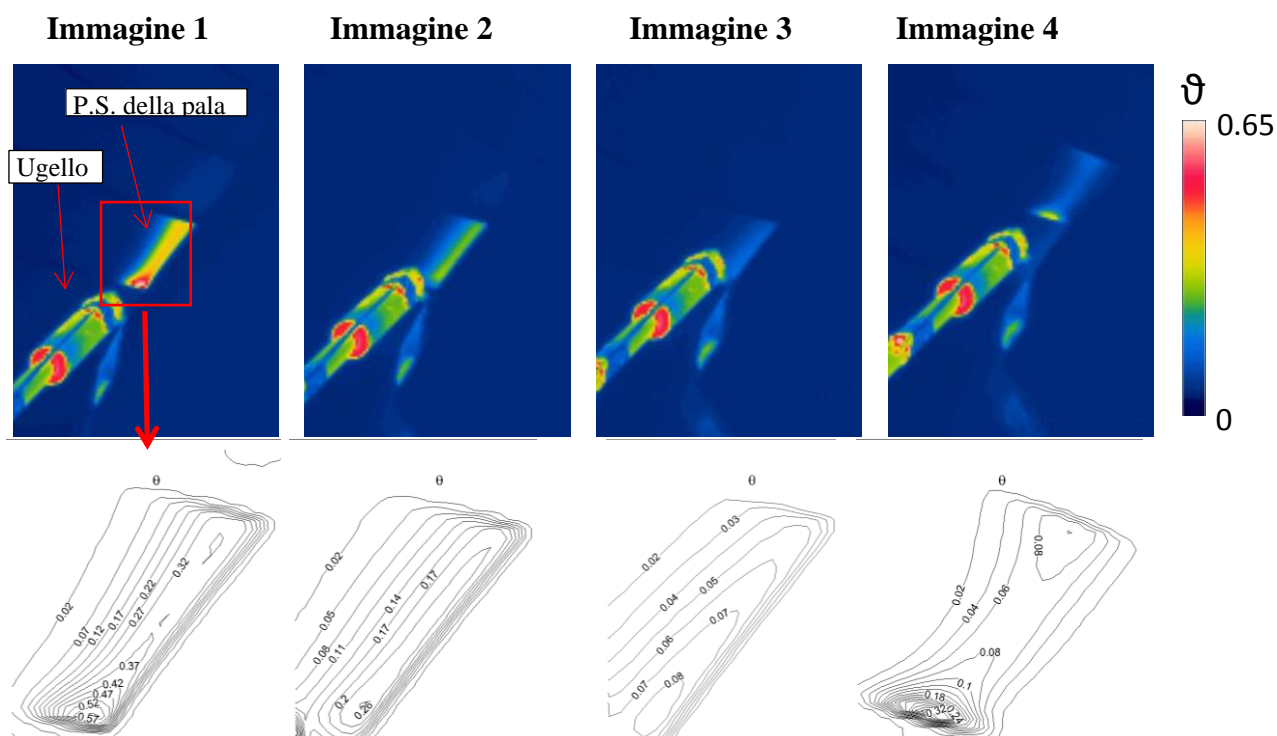


Fig. 3.3: temperature superficiali sull'intradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 12.5% dell'altezza palare

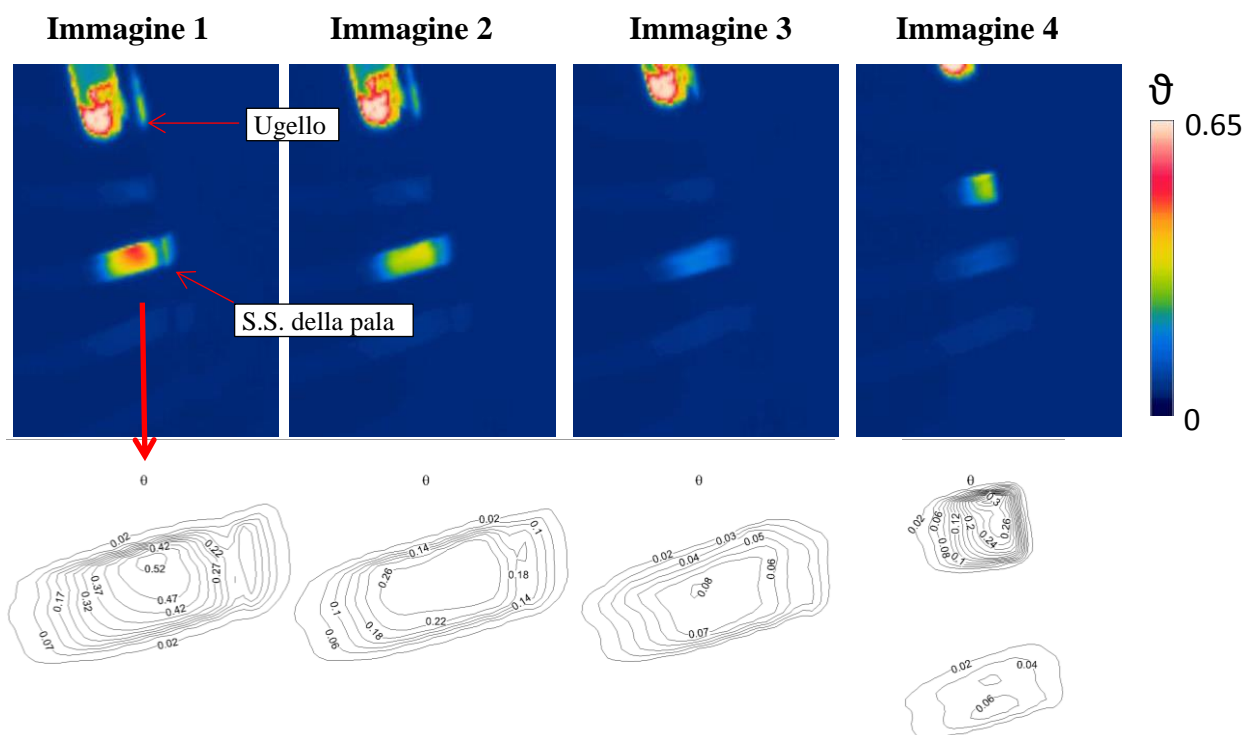


Fig. 3.4: temperature superficiali sull'estradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 12.5% dell'altezza palare

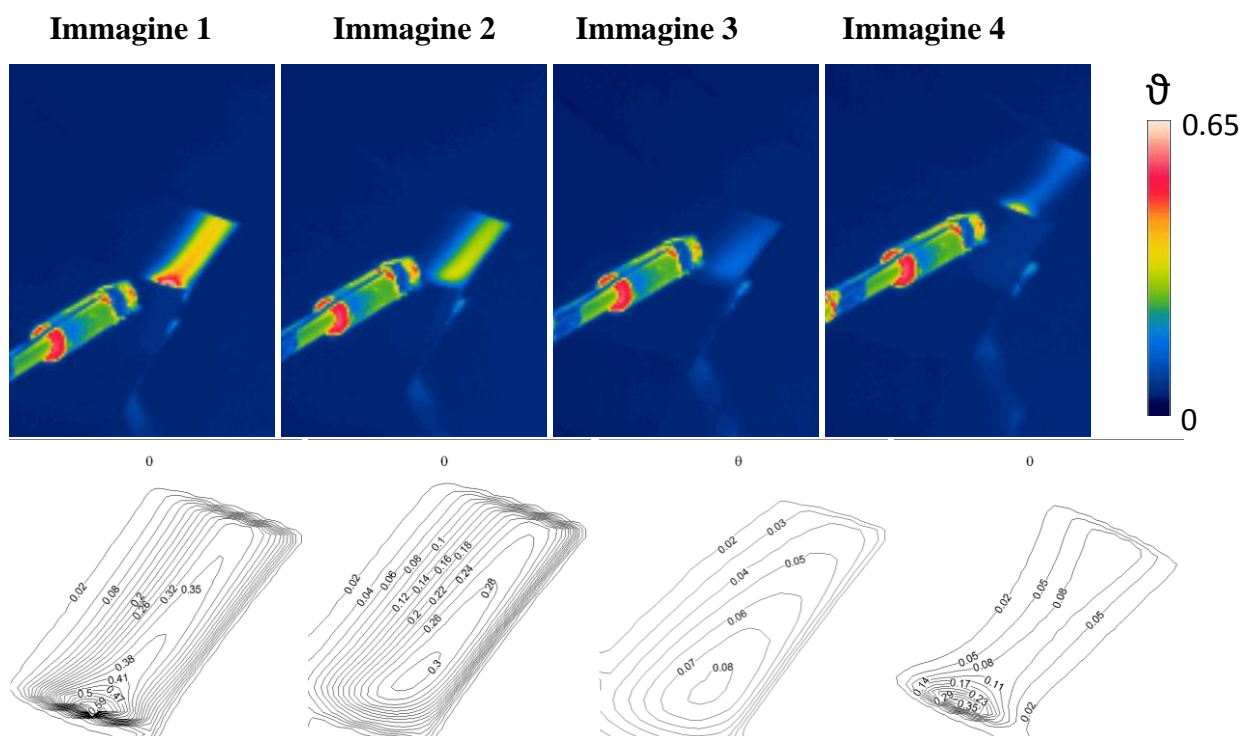


Fig. 3.5: temperature superficiali sull'intradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 25% dell'altezza palare

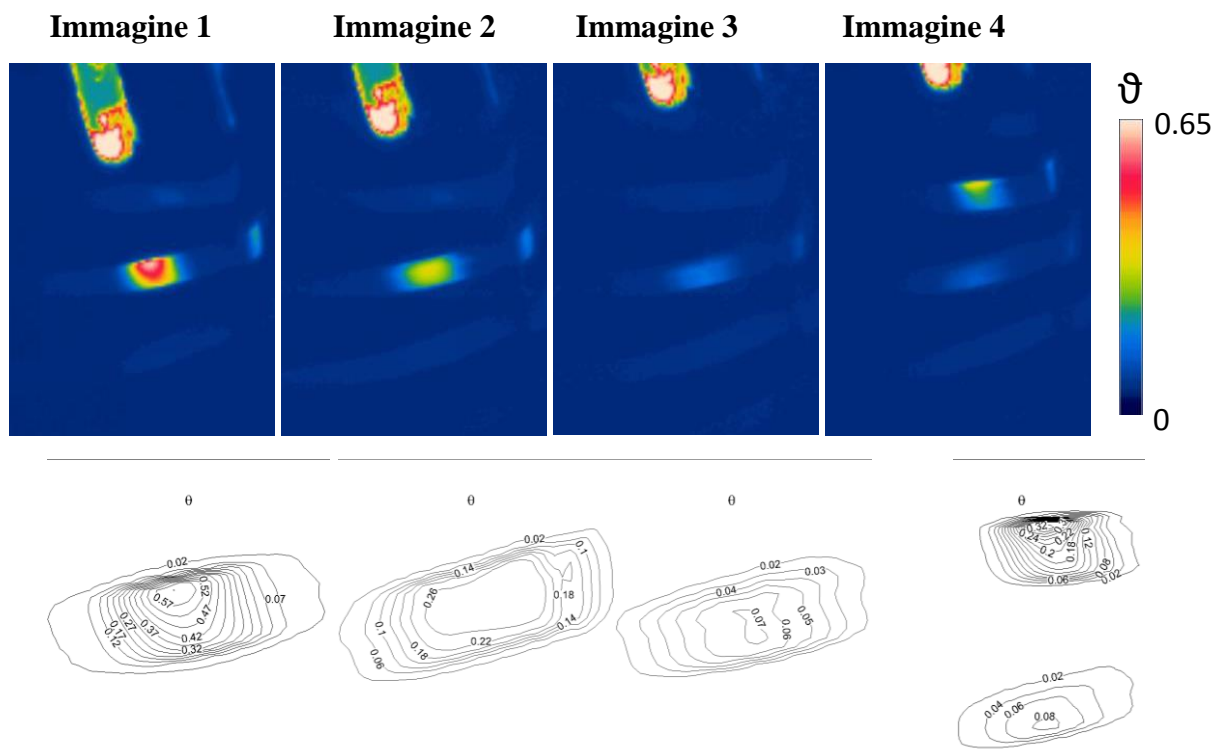


Fig. 3.6: temperature superficiali sull'estradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 25% dell'altezza palare

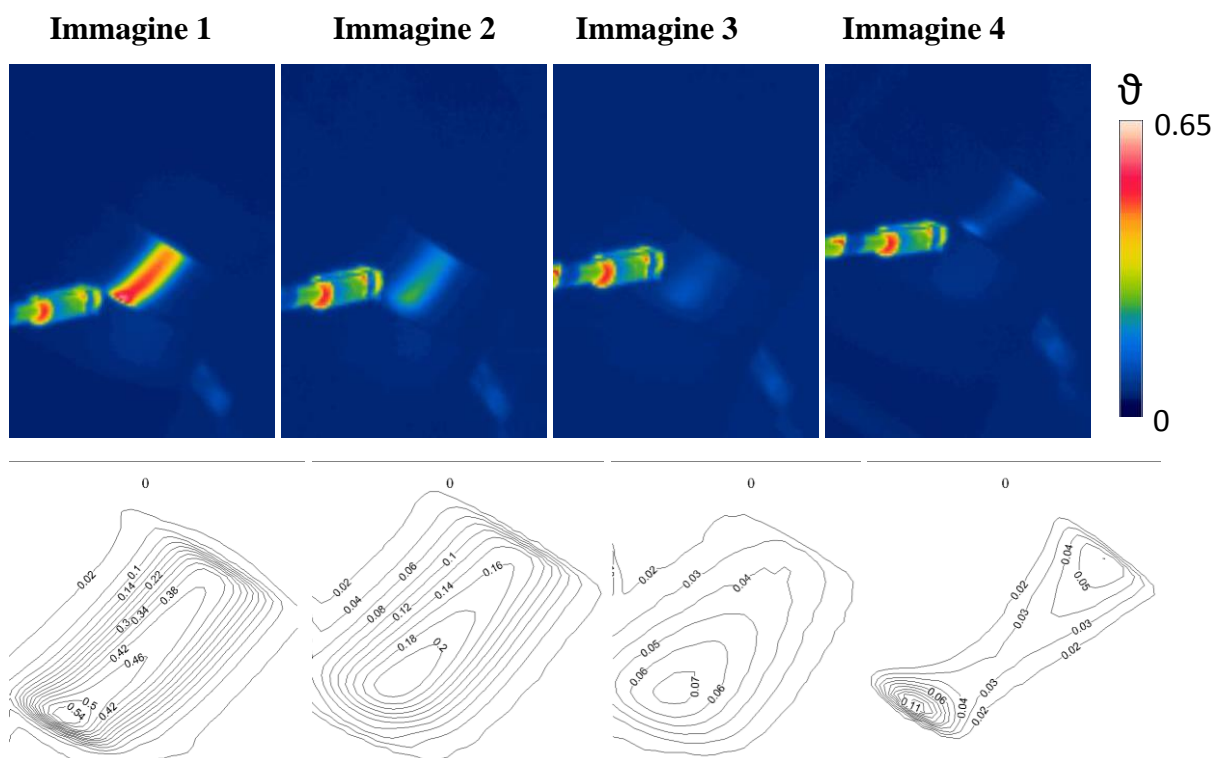


Fig. 3.7: temperature superficiali sull'intradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 50% dell'altezza palare

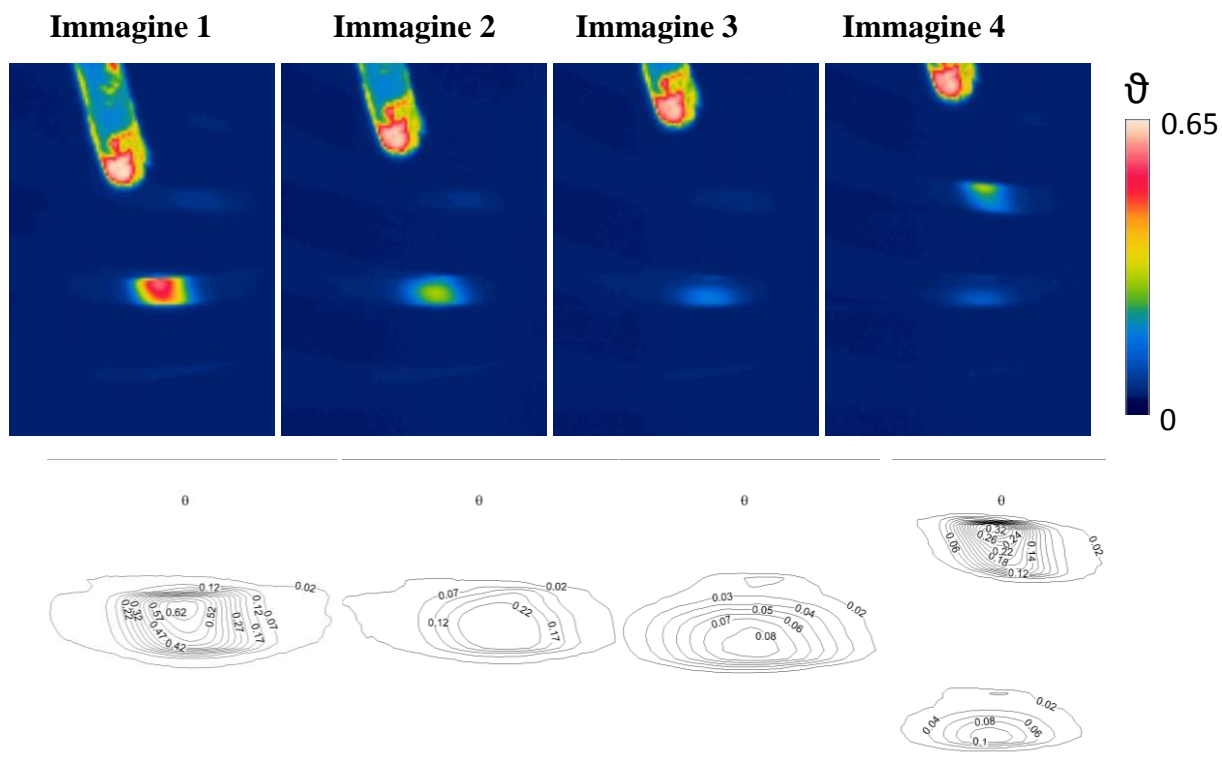


Fig. 3.8: temperature superficiali sull'estradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 50% dell'altezza palare

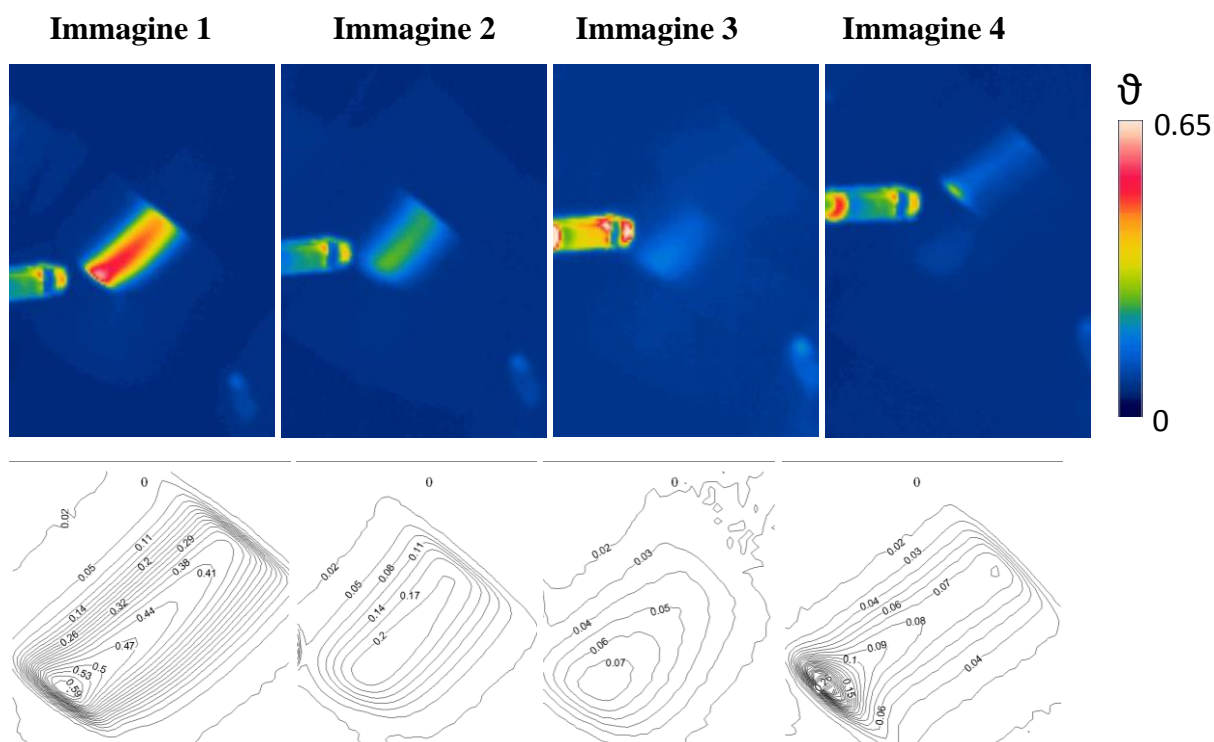


Fig. 3.9: temperature superficiali sull'intradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 75% dell'altezza palare

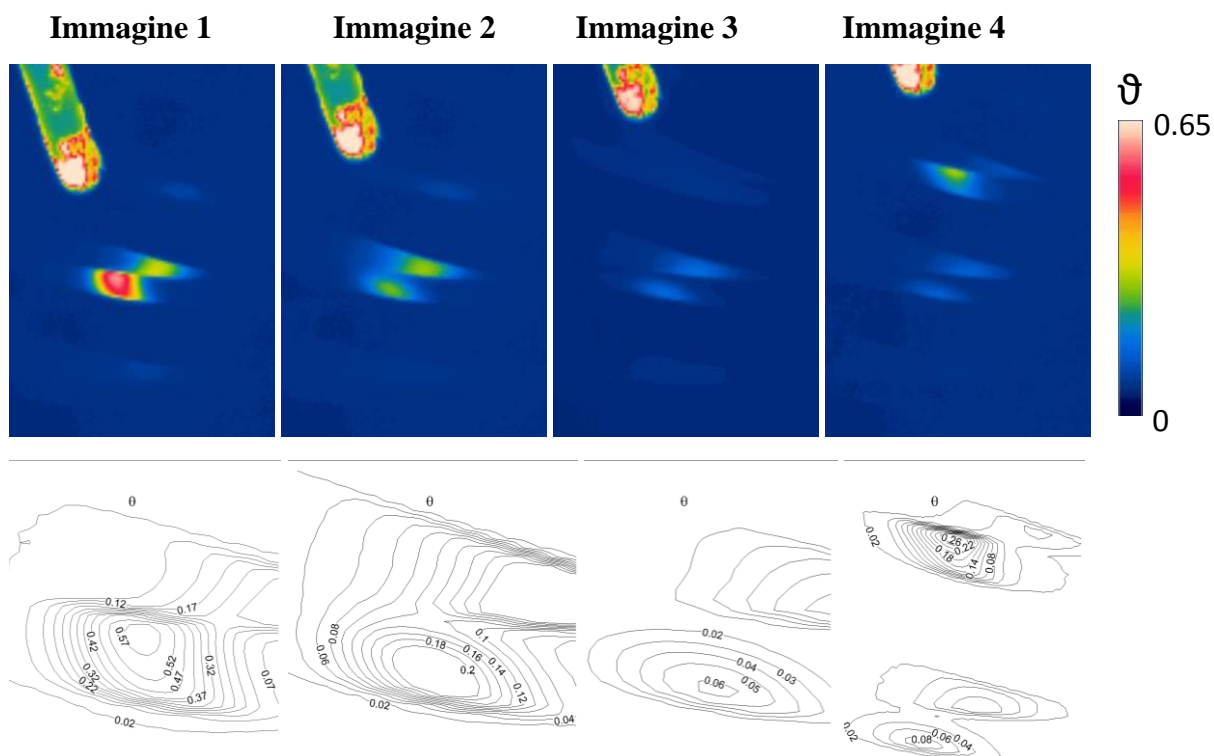


Fig. 3.10: temperature superficiali sull'estradosso della pala statorica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 75% dell'altezza palare

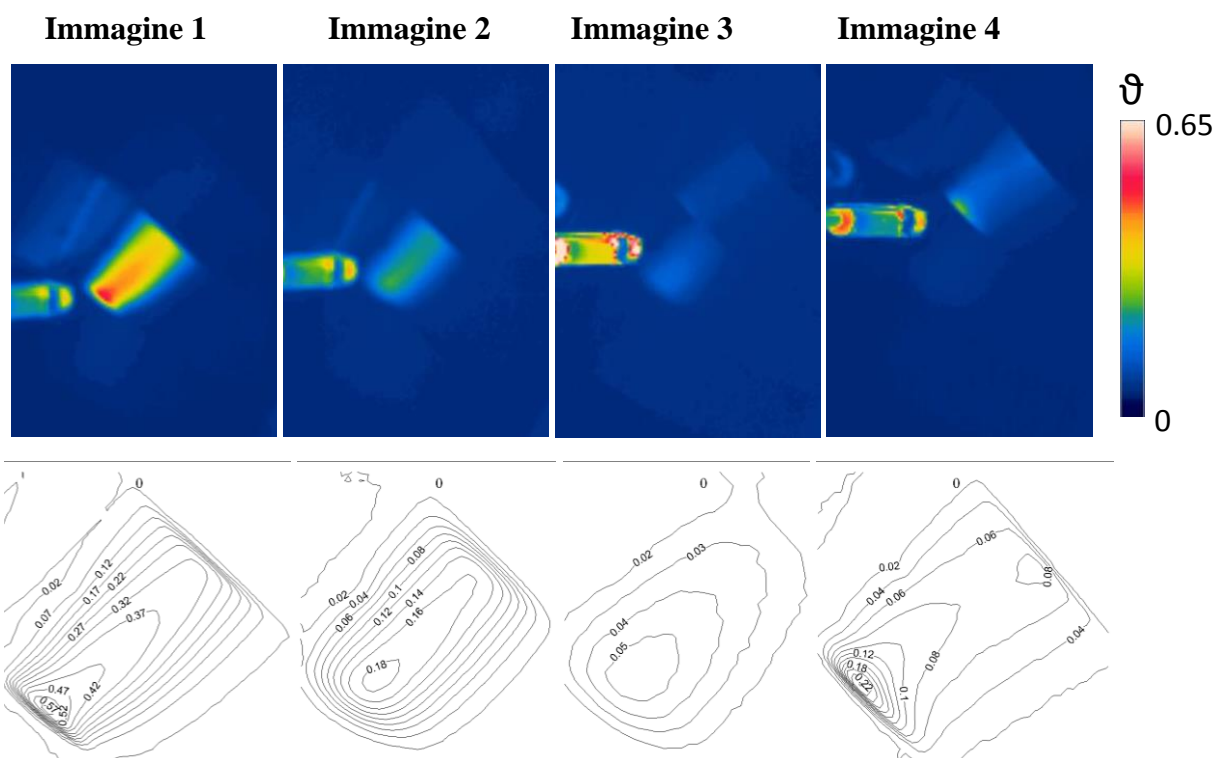


Fig. 3.11: temperature superficiali sull'intradosso della pala statica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 87.5% dell'altezza palare

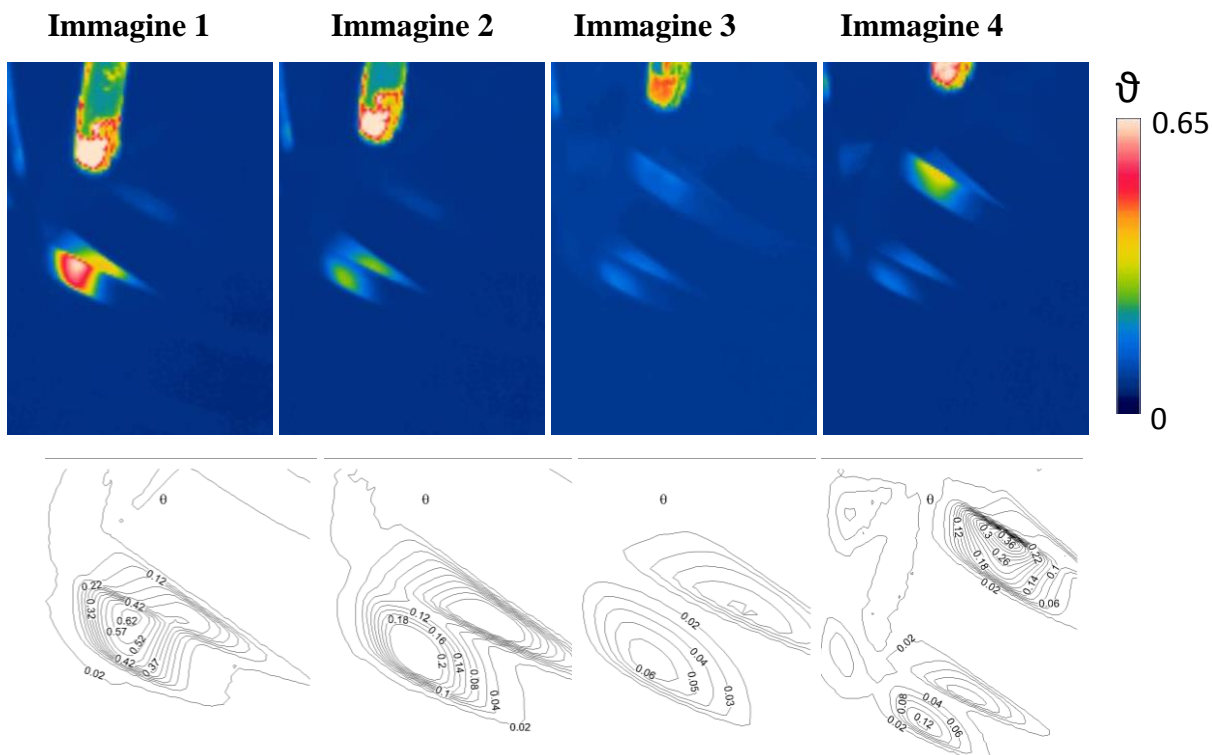


Fig. 3.12: temperature superficiali sull'estradosso della pala statica per *hot-streak* posizionato ad un'altezza pari al 87.5% dell'altezza palare



Le immagini termografiche acquisite, per tutte le posizioni radiali dell'*hot-streak*, evidenziano chiaramente lo spostamento del getto caldo, che già nell'immagine 2 impone temperature superficiali sulla pala decisamente più contenute rispetto a quelle a cui la pala è sottoposta quando l'*hot-streak* è allineato con il *leading edge* (immagine 1). Nell'immagine 3, l'effetto del getto caldo sulla temperatura superficiale della pala interessata diventa solo lievemente percettibile, mentre nell'immagine 4 l'*hot-streak* inizia ad impattare sulla pala adiacente con conseguente innalzamento della temperatura superficiale registrata su quest'ultima. Quanto detto è evidente sia nelle immagini acquisite sul *pressure side* (indicato con P.S.) sia in quelle della parte frontale del *suction side* (S.S.).

Le curve isolivello, riportate nelle immagini sottostanti a quelle termografiche, permettono di quantificare le variazioni della temperatura superficiale θ per le diverse posizioni circonferenziali dell'*hot-streak*. I valori di temperatura massimi misurati sull'estradosso e sull'intradosso della pala (riassunti in Tab. 3.1) quando il getto caldo è allineato con il bordo d'ingresso dello statore (immagine 1) sono molto vicini tra di loro e la differenza di temperatura massima ($T_{blade,max} - T_{\infty}$) cui è sottoposta la pala, il cui bordo di ingresso si trova alla distanza di una corda dal piano di uscita dell'ugello, è dell'ordine del 55-60% della differenza di temperatura imposta all'uscita del generatore di *hot-streak* ($T_{hot} - T_{\infty}$). L'estensione della superficie palare interessata dal getto caldo cambia lievemente al variare della posizione radiale a cui il getto è iniettato per via della geometria fortemente tridimensionale dello statore. Quando il getto viene spostato circonferenzialmente in senso orario di un quarto del passo dello statore (immagine 2) i valori di temperatura massima sulla pala si riducono di circa il 50% rispetto alla posizione precedente. Nel passaggio dall'immagine 1 (*hot-streak* sul bordo di ingresso) alla 3 (*hot-streak* in mezzo al canale) i valori di θ massimi misurati sia sull'intradosso sia sull'estradosso della pala crollano a valori dell'ordine del 10% del valore misurato con *hot-streak* allineato con *leading edge*. Inoltre, il fatto che si riscontrino pressoché gli stessi valori sia sull'intradosso che sull'estradosso, sebbene quest'ultimo si trovi ormai a non esser più interessato dal getto caldo che si sta muovendo in direzione dell'estradosso della pala successiva, suggerisce che ci possa essere anche un effetto dovuto al non ancora completo raffreddamento della pala in seguito al passaggio dell'*hot-streak*. Questo implicherebbe valori della temperatura superficiale reale ancora più ridotti rispetto a quelli registrati, suggerendo quindi che il carico termico cui è sottoposta la pala quando l'*hot-streak* si trova in mezzzeria del canale è



del tutto marginale. Quando il getto caldo viene spostato di un altro quarto di passo in senso orario (immagine 4), esso inizia ad impattare sulla pala adiacente, come evidenziato sia dalle immagini termografiche sia delle isolinee della temperatura adimensionale. I valori di θ massimi misurati nell'immagine 4 sono dell'ordine di quelli misurati sulla pala precedente nel caso dell'immagine 2. In questo caso, però, generalmente si hanno valori lievemente più elevati in corrispondenza dell'estradosso, essendo questa la superficie della pala incontrata prima dal getto caldo. La posizione radiale del getto non sembra avere una particolare influenza sui valori di temperatura superficiale della pala.

Tab. 3.1: valori di θ massimi misurati sulle superfici palari

	Immagine 1		Immagine 2		Immagine 3		Immagine 4	
	HS al <i>leading edge</i>)		HS ad 1/4 del passo palare		HS ad 1/2 del passo palare		HS a 3/4 del passo palare	
	P.S.	S.S.	P.S.	S.S.	P.S.	S.S.	P.S.	S.S.
Hot-streak al 12.5% di h_{blade}	0.57	0.52	0.26	0.26	0.08	0.08	0.32	0.30
Hot-streak al 25% di h_{blade}	0.59	0.57	0.30	0.26	0.08	0.07	0.35	0.32
Hot-streak al 50% di h_{blade}	0.56	0.62	0.20	0.22	0.07	0.08	0.11	0.32
Hot-streak al 75% di h_{blade}	0.59	0.57	0.20	0.20	0.07	0.06	0.26	0.26
Hot-streak all'87.5% di h_{blade}	0.57	0.62	0.18	0.20	0.05	0.06	0.22	0.36

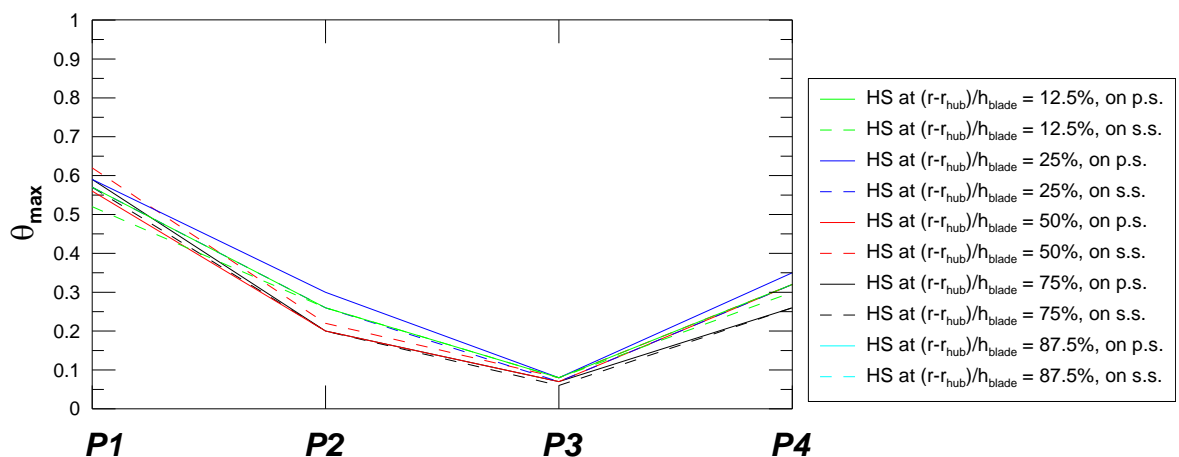


Fig. 3.13: valori di θ massimi misurati sulle superfici palari, dove P1, P2, P3, P4 rappresentano le quattro posizioni circonferenziali analizzate



3.2 Campo aero-termico nei piani a monte e a valle della schiera statorica e rotorica

Per studiare la propagazione dell'*hot-streak* all'interno del primo stadio della turbina sono state effettuate misure tramite sonda a 5 fori (per la misura di pressioni totali, statiche ed angoli) e tramite termocoppia (per la misura della temperatura del flusso) in tre piani frontali posti rispettivamente a monte e valle dello statore e a valle del rotore. Tali misure sono state condotte per due diverse posizioni relative tra *hot-streak* e pala statorica al fine di investigare gli effetti di *clocking*. Nel primo caso il getto caldo è stato allineato con il bordo di ingresso dello statore e nel secondo caso è stato posto al centro del canale. Inoltre, sono state indagate le cinque diverse posizioni radiali del getto studiate mediante termografia ad infrarosso, in modo da studiare gli effetti indotti dall'interazione con i flussi secondari di mozzo e cassa.

Le distribuzioni della pressione totale misurata nel piano a valle dello statore e mediata circonferenzialmente sulla portata, per i diversi casi analizzati (posizioni radiali dell'*hot-streak*) sono confrontate in Fig. 3.14. Come atteso dalla letteratura (Butler et al. [40]), il campo di pressione dello statore non risulta essere apprezzabilmente influenzato dalla presenza dell'*hot-streak*.

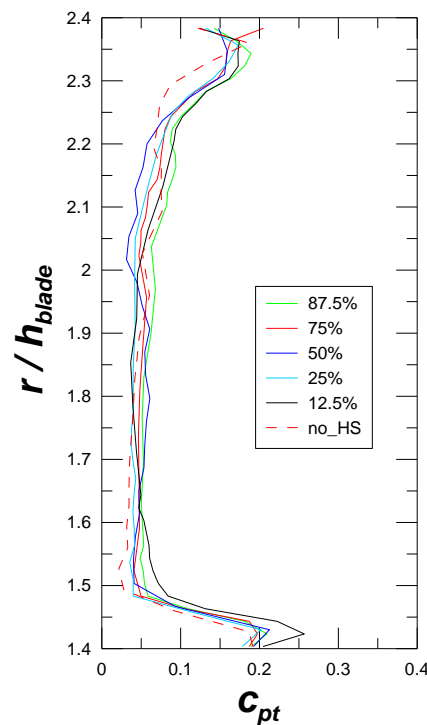


Fig. 3.14: distribuzioni del coefficiente di pressione totale a valle dello statore per le diverse posizioni radiali dell'*hot-streak* (getto posizionato in mezzzeria del canale)



Nelle Fig. 3.15-3.19 sono riportate le viste tridimensionali delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ misurate nei tre piani della macchina per permettere l'immediata visualizzazione della propagazione dell'*hot-streak* attraverso lo stadio della macchina. Per una più precisa localizzazione del getto caldo rispetto alla scia rilasciata dallo statore sono state sovrapposte le isolinee di pressione totale nel piano a valle dello statore, mentre nel piano a valle del rotore sono state sovrapposte le isolinee di pressione totale relativa al fine di consentire la visualizzazione della posizione relativa tra *hot-streak* e flussi secondari della macchina. È da notare come le distribuzioni di pressione totale relativa a valle del rotore, essendo ottenute tramite indagini medie nel tempo, non permettano di distinguere le scie ed i flussi secondari associati al rotore, ma ne riportino solo gli effetti medi, mentre vengano evidenziate le variazioni circonferenziali associate alla scia ed ai flussi secondari dello statore di monte dopo il loro attraversamento del rotore e l'interazione con i flussi secondari di quest'ultimo (*vortex-vortex interaction*). Per ogni figura sono riportate a sinistra le distribuzioni misurate nel caso di *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala e a destra quelle con *hot-streak* al centro del canale.

Per tutte le diverse prove, il getto caldo presenta nel piano a monte dello statore la stessa forma iniziale e gli stessi valori di temperatura adimensionale, indipendentemente dalla posizione in cui viene iniettato, dal momento che non ha ancora avuto modo di risentire della presenza delle schiere palari. A valle dello statore, nelle misure con *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso dello statore, il getto caldo appare centrato nella regione della scia storica, mentre nel caso di *hot-streak* allineato con il centro del canale, esso si ritrova nello spazio tra una scia e quella adiacente dopo aver attraversato il canale storico. La forma dell'*hot-streak* rimane pressoché circolare anche nel piano a valle dello statore, in particolare quando non si trova ad interagire in maniera importante con i flussi secondari dello statore. L'attraversamento del rotore comporta una variazione della forma del getto caldo, particolarmente evidente quando esso interagisce con i flussi secondari della macchina. Le differenze tra il caso con *hot-streak* al *leading edge* e *hot-streak* in mezzo al canale palare sono in questo caso legate alla posizione relativa tra getto caldo e flussi secondari.

Le viste tridimensionali ci mostrano inoltre come, nel suo attraversamento delle schiere, il getto si sposti circonferenzialmente seguendo le deflessioni imposte dalla macchina.

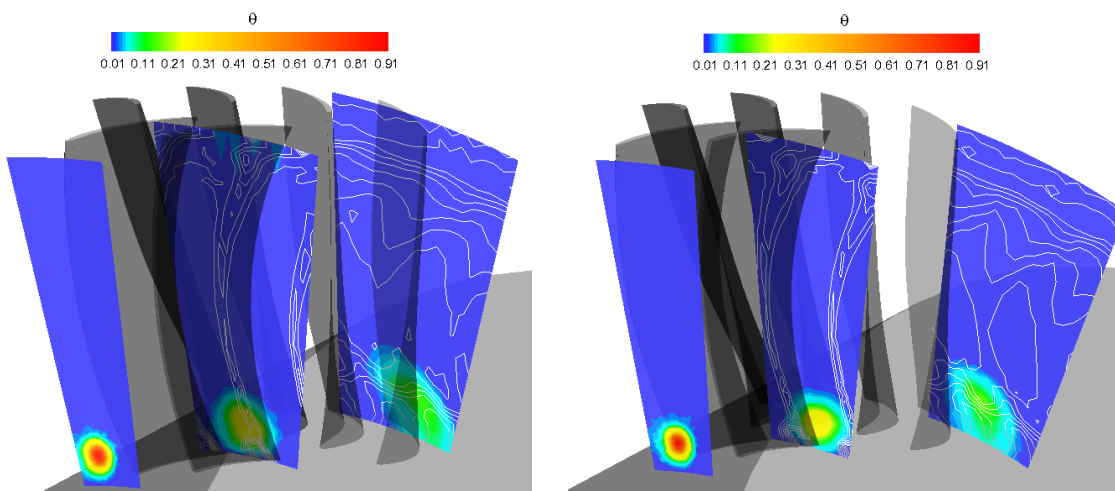


Fig. 3.15: vista 3D delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ nei diversi piani della macchina con sovrapposte le linee isolivello di pressione totale nel piano a valle dello statore e le isolivello di pressione totale relativa nel piano a valle del rotore (*hot-streak* al 12.5% dell'altezza palare): *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala (a sinistra); *hot-streak* al centro del canale (a destra)

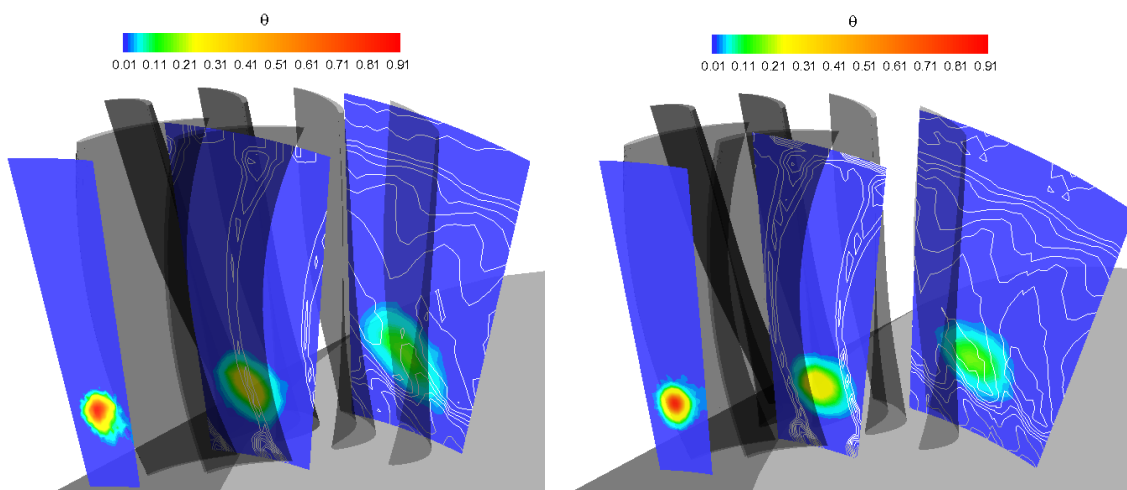


Fig. 3.16: vista 3D delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ nei diversi piani della macchina con sovrapposte le linee isolivello di pressione totale nel piano a valle dello statore e le isolivello di pressione totale relativa nel piano a valle del rotore (*hot-streak* al 25% dell'altezza palare): *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala (a sinistra); *hot-streak* al centro del canale (a destra)

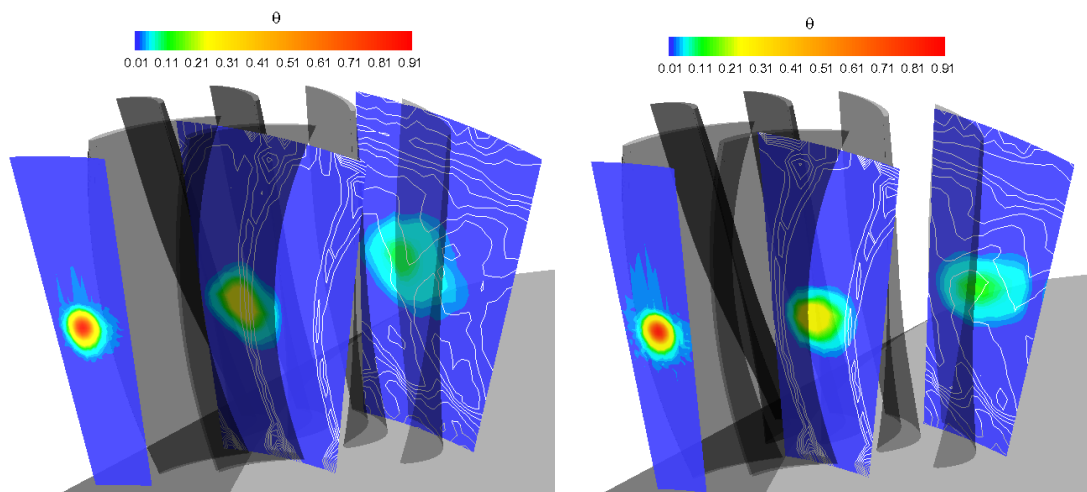


Fig. 3.17: vista 3D delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ nei diversi piani della macchina con sovrapposte le linee isolivello di pressione totale nel piano a valle dello statore e le isolivello di pressione totale relativa nel piano a valle del rotore (*hot-streak* al 50% dell'altezza palare): *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala (a sinistra); *hot-streak* al centro del canale (a destra)

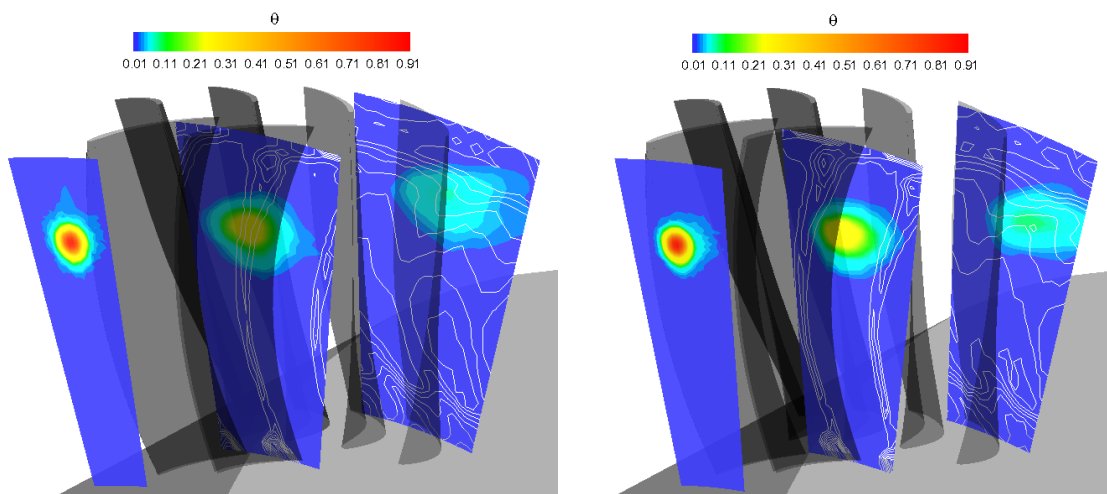


Fig. 3.18: vista 3D delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ nei diversi piani della macchina con sovrapposte le linee isolivello di pressione totale nel piano a valle dello statore e le isolivello di pressione totale relativa nel piano a valle del rotore (*hot-streak* al 75% dell'altezza palare): *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala (a sinistra); *hot-streak* al centro del canale (a destra)

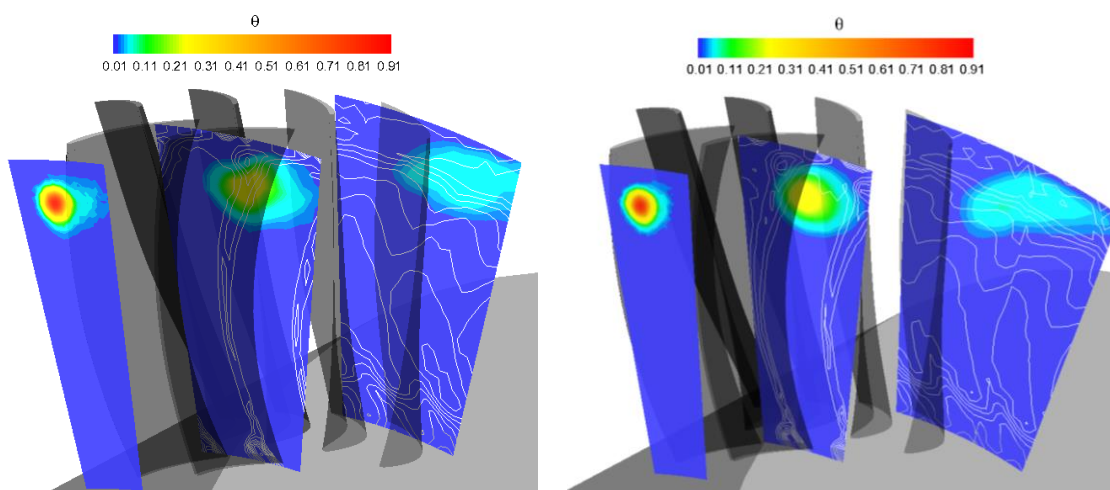


Fig. 3.19: vista 3D delle distribuzioni di temperatura adimensionale θ nei diversi piani della macchina con sovrapposte le linee isolivello di pressione totale nel piano a valle dello statore e le isolivello di pressione totale relativa nel piano a valle del rotore (*hot-streak* al 87.5% dell'altezza palare): *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala (a sinistra); *hot-streak* al centro del canale (a destra)

Per permettere un confronto più immediato degli effetti della posizione radiale dell'*hot-streak* sul campo termico che si genera nei piani a monte e valle del rotore, nei successivi paragrafi (Fig. 3.20-3.21) sono confrontate le distribuzioni di temperatura adimensionale misurate per le diverse posizioni radiali e circonferenziali del getto caldo, rispettivamente nel piano a valle dello statore ed a valle del rotore.

3.2.1 Campo aero-termico nel piano a valle della schiera statorica

Nelle mappe relative al piano a valle dello statore (Fig. 3.20) per le diverse posizioni radiali dell'*hot-streak generator*, le isolinee di pressione totale assoluta permettono di identificare la posizione e la forma della scia statorica (associata alla forma del bordo di uscita dello statore) lungo tutta la sua estensione e di localizzare i flussi secondari di mozzo e cassa. Quando il getto caldo viene iniettato in corrispondenza del *leading edge* della pala (Fig. 3.20a), esso attraversa il canale rimanendo adiacente alla pala stessa e si ritrova all'uscita dello statore in posizione perfettamente centrata sul bordo di uscita. Nel caso di *hot-streak generator* al 12.5% dell'altezza palare, il getto caldo è solo marginalmente interessato dai flussi secondari del mozzo e mantiene perciò una forma circolare come nel caso delle altre posizioni radiali investigate, fatta eccezione per il caso di *hot-streak* all'87.5%, per il quale, data la maggior dimensione dei flussi secondari della



cassa rispetto a quelli che si sviluppano sul mozzo, il getto subisce un maggior allargamento e modifica la sua forma in seguito alla sua interazione con i vortici secondari. A questo allargamento ed alla conseguente maggior dissipazione del getto segue anche una diminuzione del valore di θ più rapida rispetto alle altre posizioni radiali analizzate.

Nel caso di *hot-streak* al centro del canale (Fig. 3.20b), il getto appare di dimensioni leggermente superiori rispetto al caso di getto iniettato sul naso della pala, essendo meno guidato e più libero di allargarsi rispetto al caso in cui il getto si propaga seguendo lo strato limite della pala, e le temperature appaiono di conseguenza lievemente più ridotte. Anche in questo caso la forma del getto rimane pressoché circolare.

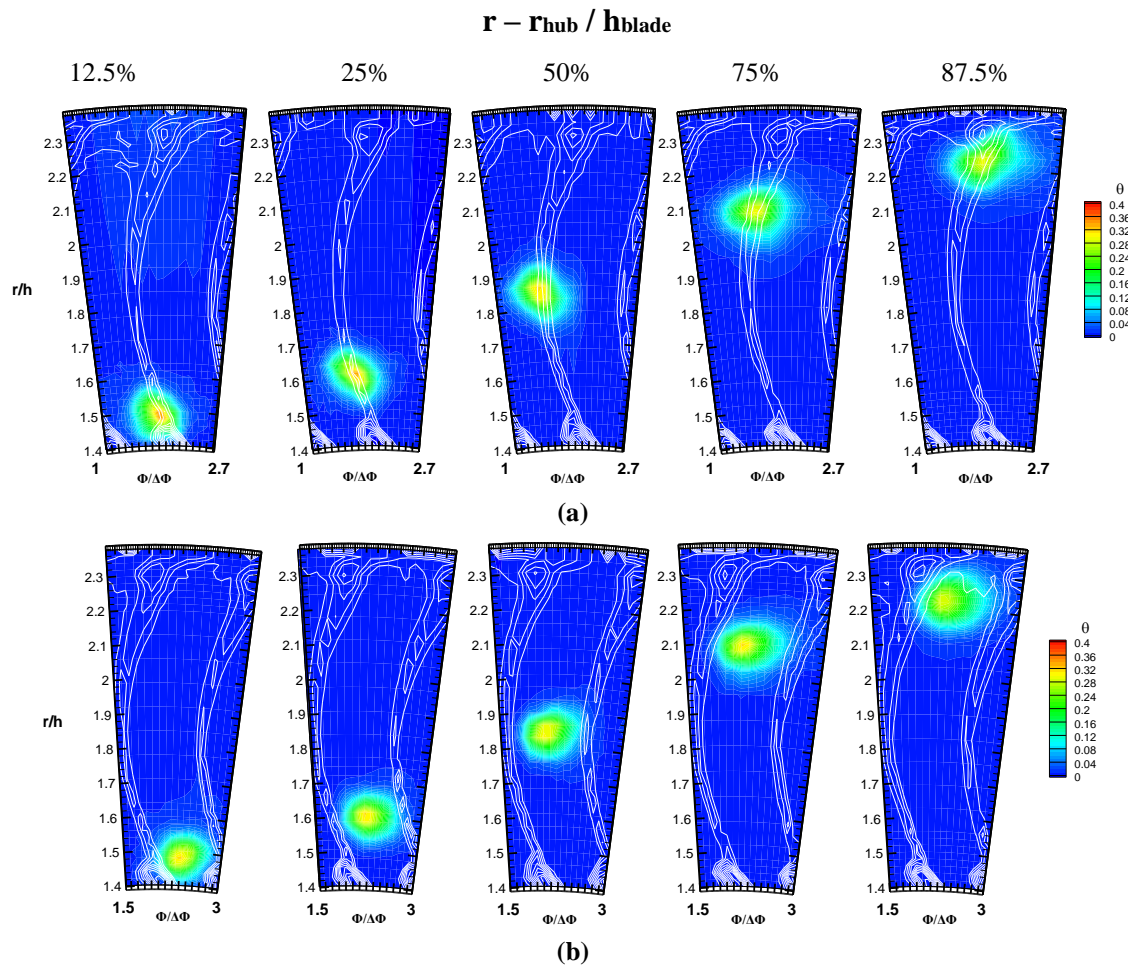


Fig. 3.20: distribuzioni di temperatura adimensionale θ nel piano a valle dello statore per le diverse posizioni radiali del getto caldo: (a) *hot-streak* allineato con il *leading edge* della pala; (b) *hot-streak* al centro del canale



3.2.2 Campo aero-termico nel piano a valle della schiera rotorica

Decisamente più marcate sono invece le deformazioni subite dall'*hot-streak* nell'attraversamento del rotore, come evidenziato dalla Fig. 3.21, che riporta il campo termico a valle del rotore con sovrapposte le isolinee di pressione totale relativa. In questo caso le isolinee evidenziano la scia statorica dopo la sua migrazione nel rotore ed i flussi secondari dello statore dopo la loro interazione con quelli del rotore. Per quanto riguarda il caso di *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso della pala e iniettato al 25% ed al 50% dell'altezza palare (Fig. 3.21a) si può notare come il getto caldo si trovi ancora perfettamente centrato all'interno della scia statorica, segno che l'*hot-streak* viene trasportato all'interno di tale scia anche durante l'attraversamento del rotore. Inoltre, per il caso di *hot-streak* al 25% la forma fortemente inclinata assunta dalla scia statorica in tale regione si ripercuote anche sul getto caldo che ne assume la stessa morfologia. Al 50% dell'altezza palare, la maggior bidimensionalità della scia permette al getto di assumere ancora una conformazione pressoché circolare. Per quanto attiene invece alle altre posizioni radiali dell'*hot-streak* (12.5%, 75% e 87.5%), in questi casi il getto si trova all'interno dei flussi secondari della macchina ed in seguito all'interazione con essi e con i relativi vortici, risulta deformato assumendo una morfologia che riprende a tutte le altezze quella delle isolinee di pressione totale relativa in questo piano.

Nel caso di *hot-streak* al centro del canale (Fig. 3.21b) e iniettato al 25% ed al 50% dell'altezza palare il getto rimane nello spazio tra una scia statorica e quella adiacente anche dopo l'attraversamento del rotore. Nel caso al 25% mantiene una forma decisamente più circolare rispetto al caso di allineamento con il *leading edge* corrispondente, trovandosi in una regione con gradienti di velocità più contenuti. Alle altre altezze invece risulta sempre deformato secondo i gradienti di pressione totale relativa che si sono generati durante l'interazione statore-rotore. I gradienti più marcati si verificano, come nel caso di *hot-streak* allineato con il *leading edge*, quando il getto caldo viene iniettato in prossimità della cassa della macchina (87.5%), data l'elevata intensità in tale zona dei flussi secondari nati dalla *vortex-vortex interaction*. È in tale regione, quindi, che il getto caldo viene maggiormente distorto e subisce un maggior allargamento a cui consegue una diminuzione decisamente più rapida dei valori della temperatura, rispetto alle altre posizioni radiali investigate.

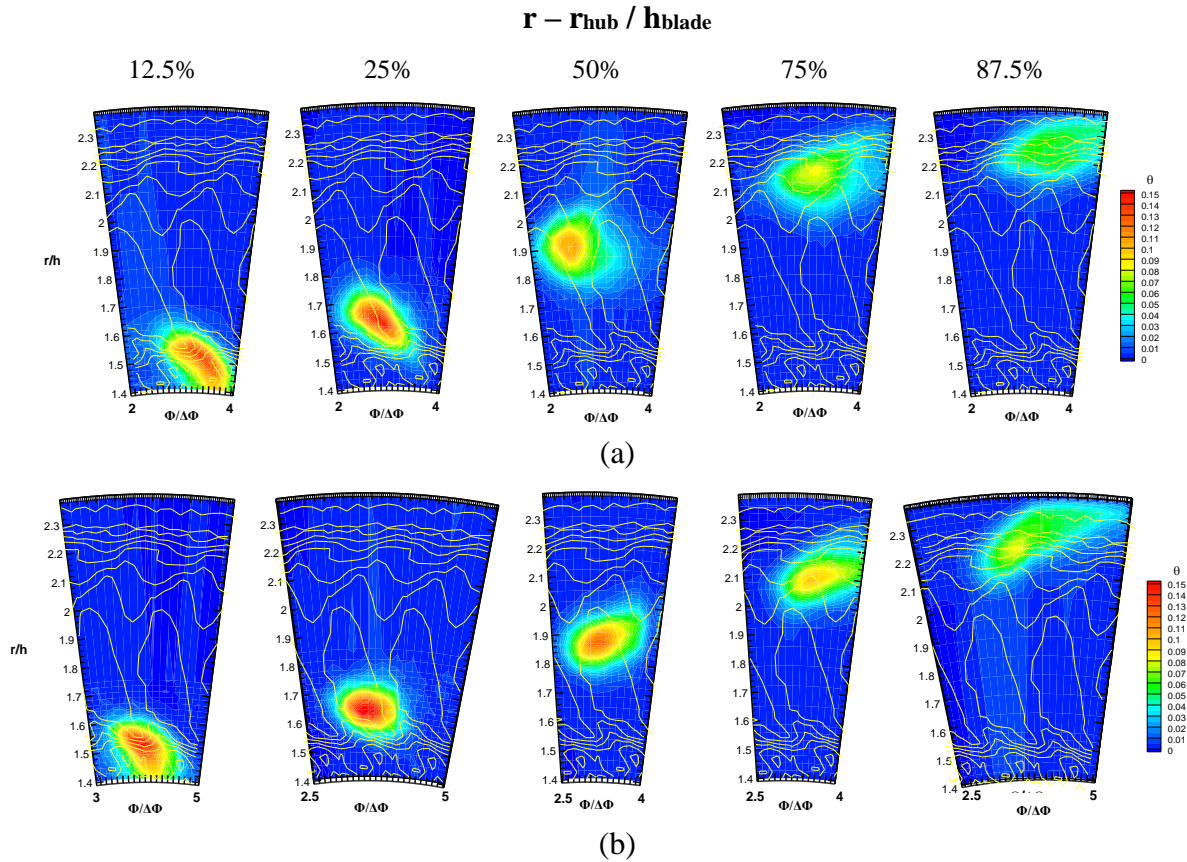


Fig. 3.21: distribuzioni di temperatura adimensionale θ nel piano a valle del rotore per le diverse posizioni radiali del getto caldo: (a) *hot-streak* allineato con il *leading edge* della pala; (b) *hot-streak* al centro del canale

3.2.3 Distribuzione di temperatura massima nei tre piani di misura

Per quantificare le differenze di temperatura massima del getto nei diversi casi analizzati, in Fig. 3.22 vengono riportati i valori di temperatura adimensionale massima misurati nei tre piani di misura per le diverse posizioni dell'*hot-streak generator*. Nel primo piano di misura, posto a monte dello statore, il getto caldo è sempre caratterizzato dallo stesso valore di θ_{max} , non essendo ancora influenzato dall'interazione con le schiere della macchina. Già nel piano a valle dello statore ($z / D_i = 10$) la temperatura massima crolla più rapidamente quando si incrementa la coordinata radiale a cui viene iniettato il getto caldo, come conseguenza di un più rapido allargamento del getto, come sarà evidenziato nel seguito dal confronto dei profili di temperatura. Questa tendenza si accentua ulteriormente dopo l'attraversamento del rotore ($z / D_i = 18$), per via del forte allargamento subito dal getto nelle regioni più vicine alla cassa della macchina, come



precedentemente evidenziato. Le temperature adimensionali massime misurate quando l'*hot-streak* si trova all'87.5% dell'altezza palare risultano dimezzate rispetto a quelle che si hanno con getto caldo al 25%. Le differenze tra i valori di ϑ_{max} misurati nei casi di *hot-streak* allineato con il bordo d'ingresso della pala e di *hot-streak* al centro del canale per le diverse posizioni radiali sono contenute.

Dal momento che le misure sono state effettuate in condizioni di adiabaticità essendo state fatte in condizioni stazionarie ed essendo le pale realizzate in materiale a bassa conducibilità (resina epossidica), lo scambio termico tra pala ed *hot-streak* si può considerare quasi nullo. Conseguentemente, non si è riscontrato l'effetto legato allo scambio termico tra pala ed *hot-streak* che porterebbe a raffreddare più rapidamente il getto quando questo viene iniettato in corrispondenza del *leading edge* rispetto al caso di iniezione al centro del canale, con evidenti conseguenze negative sul carico termico cui è sottoposto lo statore, ma benefici per quanto riguarda il rotore che si vedrebbe investito da un flusso a temperatura più contenuta.

La tendenza riscontrata dalle presenti analisi è quindi, per i motivi suddetti, quella di avere valori di temperatura massima a valle dello statore nel caso di iniezione in corrispondenza del centro del canale molto simili a quelli riscontrati nel caso di *hot-streak* allineato con il bordo di ingresso dello statore, non essendoci effetti legati allo scambio termico con la pala statorica.

Le lievi differenze riscontrate tra i due casi sono invece imputabili al diverso percorso seguito dal getto nell'attraversamento dello statore e del rotore ed alla differente turbolenza, che ne influenzano il possibile allargamento. In particolare, a valle dello statore si notano valori di ϑ_{max} leggermente più contenuti quando il getto passa in mezzo al canale statorico rispetto al caso di allineamento con il *leading edge*, mentre a valle del rotore si verifica la tendenza opposta.

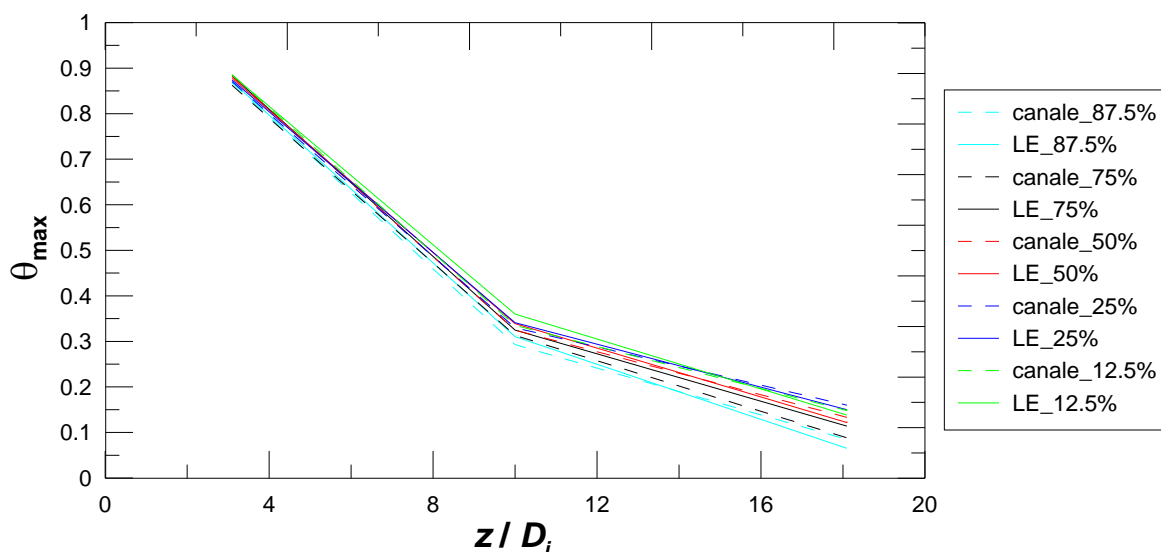


Fig. 3.22: andamento di ϑ_{max} per le diverse posizioni del getto caldo

3.2.4 Distribuzioni radiali e circonferenziali di temperatura

Le evidenze sperimentali descritte nel precedente paragrafo sono confermate sia dai profili di temperatura radiali misurati in corrispondenza del valore di ϑ_{max} registrato in direzione circonferenziale, sia da quelli circonferenziali misurati in corrispondenza del valore massimo in direzione radiale, riportati in Fig. 3.23-3.27 (ove r/h rappresenta la coordinata radiale adimensionalizzata con l'altezza palare e $\Phi/\Delta\Phi$ la coordinata tangenziale adimensionalizzata con l'escursione angolare del passo circonferenziale), per le diverse posizioni del getto indagate. I profili di temperatura confermano anche come tali differenze siano molto contenute.

Dalle distribuzioni circonferenziali è possibile quantificare lo spostamento tangenziale sperimentato dal getto nell'attraversamento delle due schiere palari. Si può anche notare come la distanza circonferenziale tra il getto iniettato in corrispondenza del *leading edge* della pala e quello iniettato al centro del canale si mantenga pari a metà passo palare anche nei piani a monte e valle del rotore.

Nell'avanzamento all'interno della macchina, il getto caldo si miscela con il flusso esterno e subisce conseguentemente una riduzione del valore massimo di temperatura, come già evidenziato dalla Fig. 3.22, ed un allargamento. Inoltre, nell'attraversamento del rotore, esso migra radialmente verso raggi leggermente più elevati, per tutte le posizioni dell'*hot-streak generator* tranne per il caso all'87.5% dell'altezza palare, per il quale accade l'opposto. Come dimostrato da Prasad e Hendricks [54], non è possibile asserire a



priori la direzione di migrazione dell'*hot-streak*, in quanto essa dipende fortemente dai flussi secondari della macchina e quindi dal gradiente di pressione totale rotazionale e dalle forze centrifughe ivi presenti. È perciò possibile che il getto caldo migri verso l'*hub* o verso il *tip* a seconda della sua temperatura e dell'aerodinamica dello stadio, nel caso in esame questa migrazione dipende dalla posizione radiale in cui l'*hot-streak* viene iniettato e dal gradiente di pressione totale rotazionale conseguentemente attraversato.

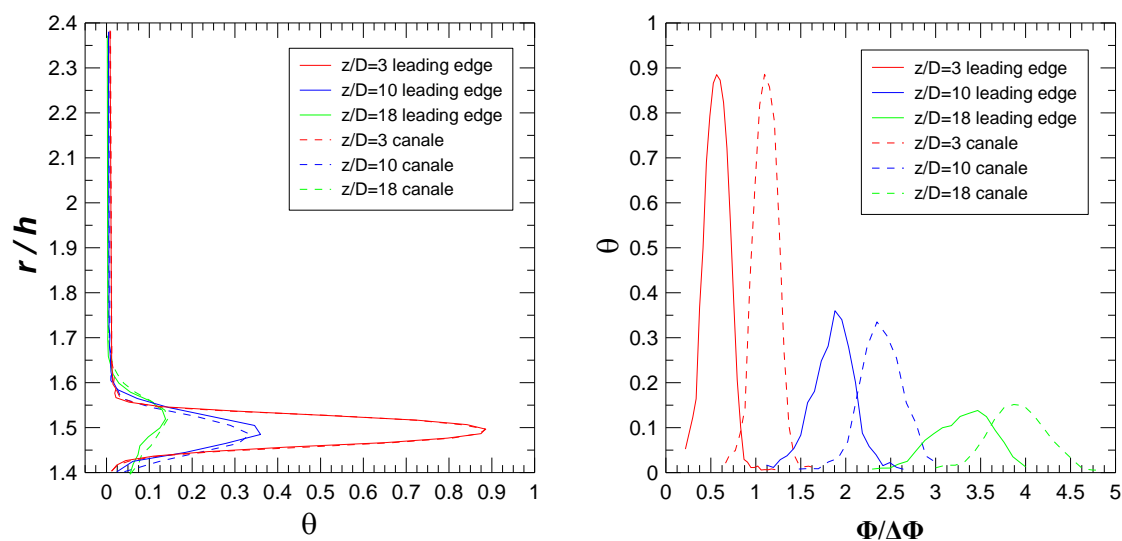


Fig. 3.23: distribuzioni radiale (a sinistra) e circonferenziale (a destra) di θ_{max} (*hot-streak* al 12.5% dell'altezza palare)

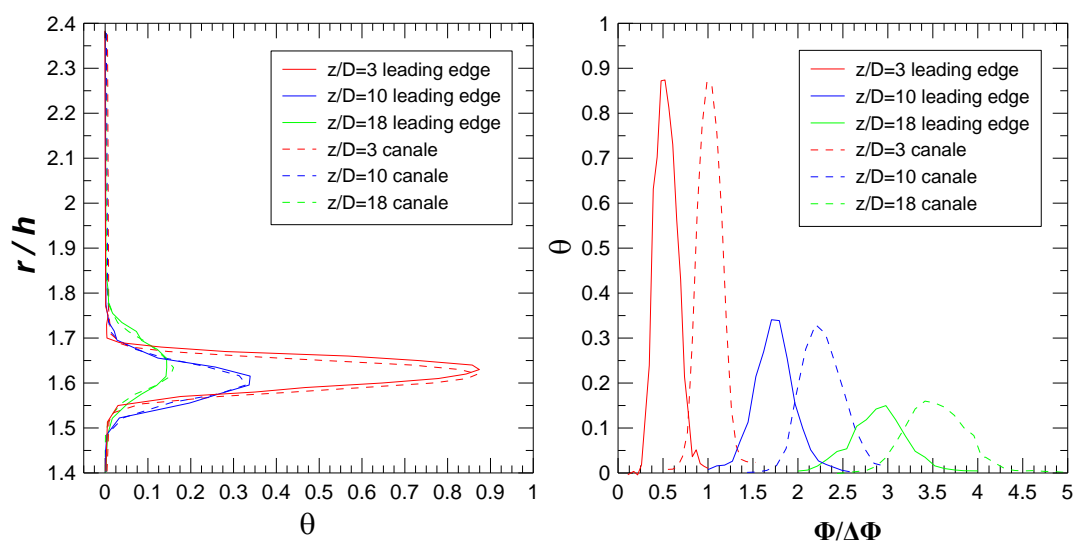


Fig. 3.24: distribuzioni radiale (a sinistra) e circonferenziale (a destra) di θ_{max} (*hot-streak* al 25% dell'altezza palare)

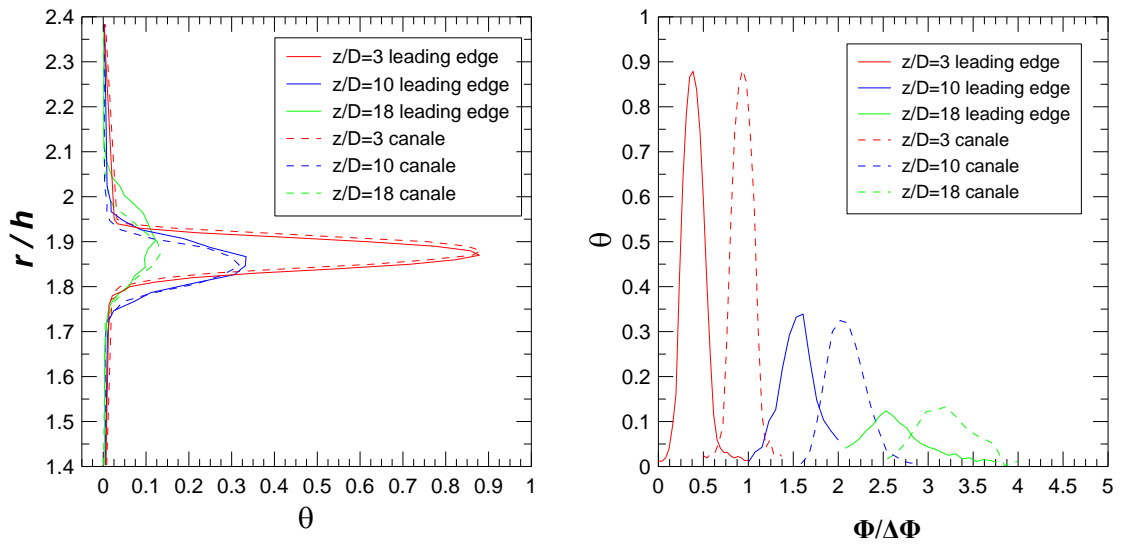


Fig. 3.25: distribuzioni radiale (a sinistra) e circonferenziale (a destra) di g_{max} (hot-streak al 50% dell'altezza palare)

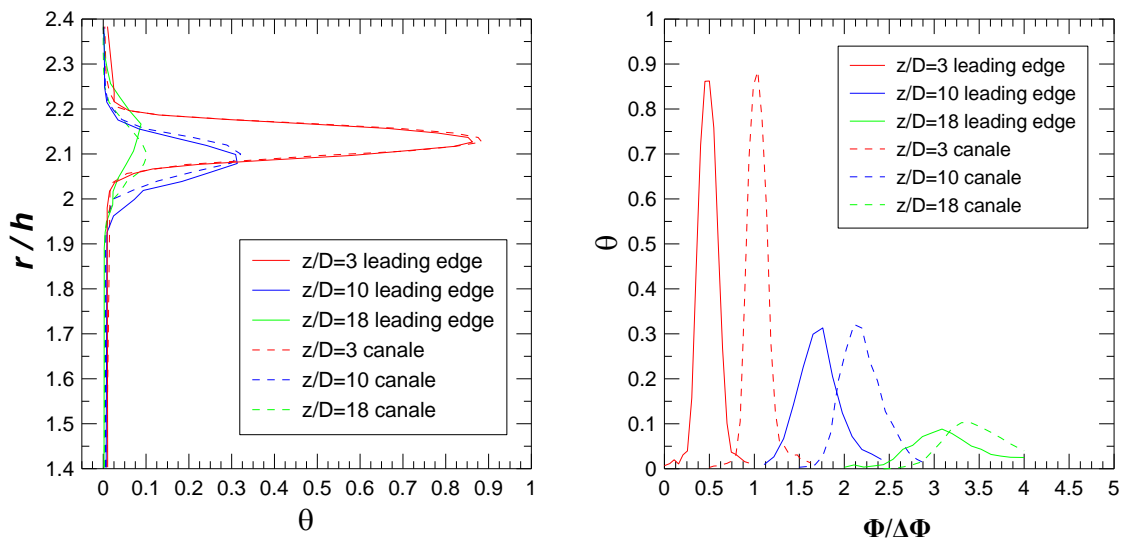


Fig. 3.26: distribuzioni radiale (a sinistra) e circonferenziale (a destra) di g_{max} (hot-streak al 75% dell'altezza palare)

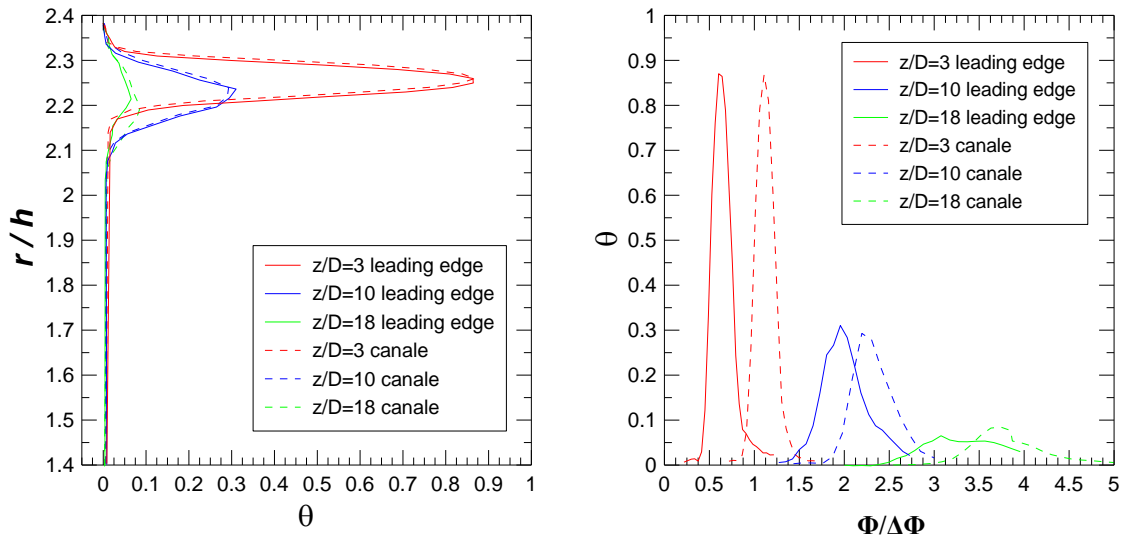


Fig. 3.27: distribuzioni radiale (a sinistra) e circonferenziale (a destra) di θ_{max} (*hot-streak* al 87.5% dell'altezza palare)

In Fig. 3.26 sono confrontate nello stesso diagramma le distribuzioni radiali della temperatura adimensionale misurate per le diverse altezze del getto, a monte e valle del rotore. Gli andamenti a monte del rotore evidenziano la diminuzione del picco di temperatura ed il lieve allargamento del getto che si verifica quando l'*hot-streak* viene spostato verso raggi maggiori. Tale tendenza, sia per quanto riguarda la diminuzione di θ_{max} , sia per quanto riguarda l'allargamento del getto, è molto più marcata a valle del rotore. In tale piano, i flussi secondari all'*hub* interessano una maggior altezza del canale, rispetto a quelli presenti a valle dello statore, e conseguentemente il getto iniettato al 12.5% dell'altezza palare subisce un miscelamento più rapido rispetto a quello iniettato al 25%. La stessa tendenza si verifica sia quando l'*hot-streak* è allineato con il bordo di ingresso della pala, sia quando si trova al centro del canale.

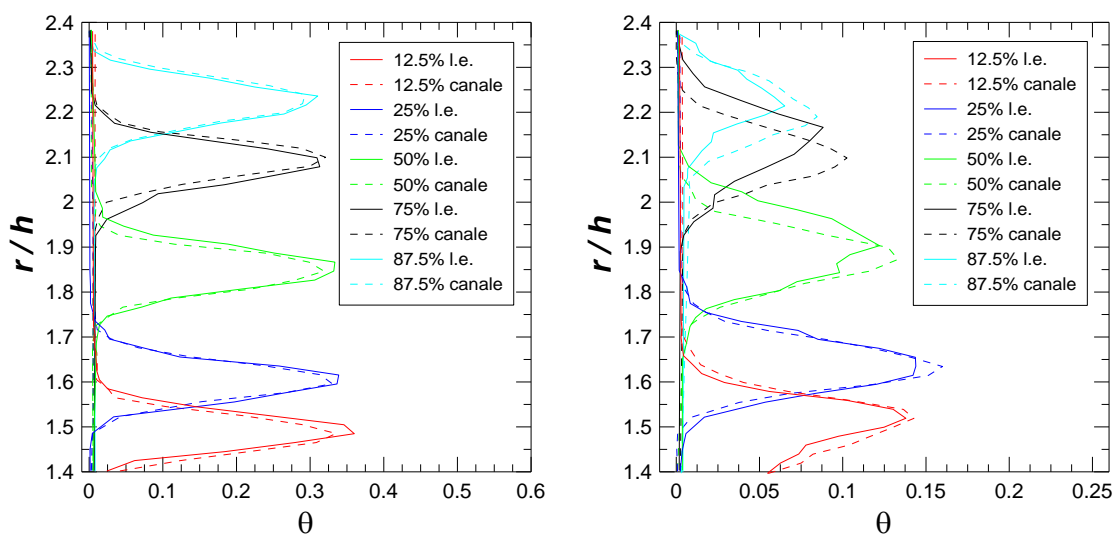


Fig. 3.26: confronto delle distribuzioni radiali di temperatura a monte (a sinistra) e valle (a destra) della schiera rotorica al variare della posizione radiale dell'*hot-streak*

3.3 Misura di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica

In questo paragrafo vengono presentate le misure di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica, in modo da valutare qualitativamente le variazioni temporali e spaziali dell'*hot-streak* e quindi studiare l'interazione con il passaggio della pala rotorica. Come già detto nel precedente capitolo, si è scelto di posizionare l'*hot-streak generator* in corrispondenza del *leading edge* della pala statorica. In Fig. 3.27-3.29 sono presentate le mappe di concentrazione del getto caldo espresse in termini di intensità luminosa, normalizzata con il valore mediato temporalmente all'interno del getto caldo, avendo iniettato con particelle di *seeding* solo il getto stesso, per ciascuna posizione radiale analizzata. Come precedentemente descritto, sono state indagate tre diverse posizioni radiali dell'ugello, pari rispettivamente al 25, 50 e 75% dell'altezza palare. Per analizzare le variazioni temporali di concentrazione sono stati scelti quattro istanti temporali discreti nel periodo T di passaggio pala, rispettivamente $t/T = 0, 0.25, 0.5$ e 0.75 . Sono indicati con una linea continua gialla i *trailing edges* delle pale rotoriche e con un numero sequenziale il riferimento della pala stessa. La quinta immagine rappresenta la media temporale nel periodo T di passaggio pala.

Le misure di concentrazione mediate in fase hanno permesso la ricostruzione temporale dell'*hot-streak*, la cui forma si modifica con il passaggio della pala rotorica. Le misure di



temperatura presentate precedentemente hanno mostrato come a valle della schiera rotorica i gradienti spaziali di temperatura media siano molto piccoli (dell'ordine dei 7-15°C, ovvero in termini percentuali circa 8-13% della temperatura massima dell'*hot-streak* all'aspirazione della macchina). Tali gradienti comportano variazioni di densità del flusso evolvente trascurabili, per cui l'intensità luminosa delle particelle traccianti è funzione della sola concentrazione.

Nel caso con *hot-streak generator* posizionato in corrispondenza del 25% dell'altezza palare (Fig. 3.27), si può vedere come il passaggio palare influenzi la forma dell'*hot-streak*: quando il *trailing edge* della pala rotorica è in corrispondenza del getto caldo, quest'ultimo mantiene una forma pressoché circolare ($t/T = 0$ e $t/T = 0.75$), in quanto l'effetto guida della scia rotorica permette al getto caldo di non modificare in maniera sensibile la sua forma originaria. Nel periodo di passaggio della pala 2 in corrispondenza del getto ($t/T = 0.25$ e $t/T = 0.5$), invece, si può notare una distorsione maggiore, che provoca gradienti spaziali superiori e quindi porzioni dell'*hot-streak* interessate da valori inferiori di concentrazione. Analizzando i valori di concentrazione medi nel periodo e quelli in temperatura si evidenzia una perfetta coerenza della forma dell'*hot-streak* e dello spostamento circonferenziale che esso sperimenta, con un massimo in corrispondenza di $\Phi/\Delta\Phi = 3$ in entrambi i casi. Inoltre l'*hot-streak* è influenzato dalla presenza dei moti secondari del mozzo.

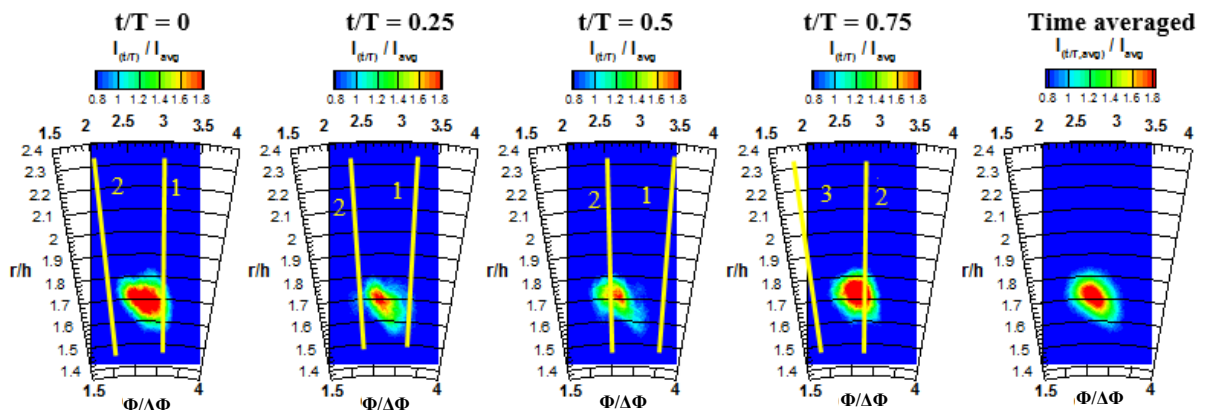


Fig. 3.27: distribuzioni dell'intensità luminosa normalizzata nel piano a valle del rotore, con *hot-streak* posizionato al 25% dell'altezza palare

Nel caso di *hot-streak generator* in corrispondenza del 50% dell'altezza palare (Fig. 3.28), il getto caldo presenta valori di concentrazione maggiori, in quanto non vi è



influenza dei moti secondari che ne accrescono il miscelamento con il *mainstream*. Si riscontra l'*hot-streak* di forma circolare, per $t/T = 0$ e $t/T = 0.25$, ovvero con il getto caldo in corrispondenza del canale palare rotorico (pala 1 e pala 2), a causa della maggior bidimensionalità della scia rotorica. Nel passaggio della pala 2 ($t/T = 0.5$), il getto caldo subisce una sensibile variazione di forma, conserva un valore di concentrazione prossimo a quello massimo, ma si ha una forte distorsione. Nell'istante temporale $t/T = 0.75$, la forma del getto caldo è completamente modificata, il completo passaggio della pala 2 tende a dissipare quasi completamente l'effetto dell'*hot-streak* che si miscela con il *mainstream*. Si nota quindi uno scostamento maggiore rispetto alla media, con gradiente temporale più elevato. Dall'analisi della media temporale si evidenzia una forma pressoché circolare, in quanto non c'è influenza dei moti secondari, in ottimo accordo con le misure di temperatura. Inoltre, in entrambi i casi, si evince come il valore massimo di concentrazione e temperatura sia in corrispondenza di $\Phi/\Delta\Phi = 2.7$.

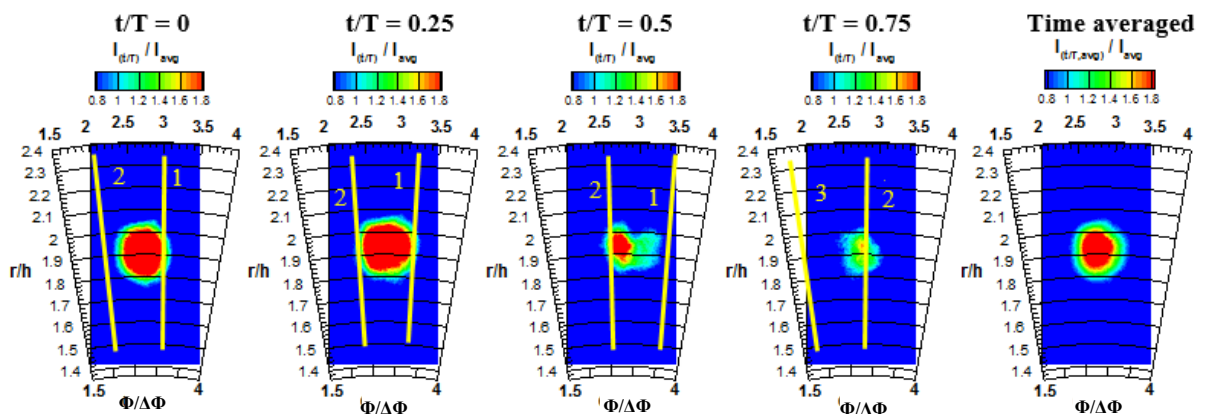


Fig. 3.28: distribuzioni dell'intensità luminosa normalizzata nel piano a valle del rotore, con *hot-streak* posizionato al 50% dell'altezza palare

Analizzando la posizione radiale dell'*hot-streak* al 75% dell'altezza palare (Fig. 3.29), si può notare come diventi preponderante l'influenza dei moti secondari della cassa: si evince come essi incrementino il miscelamento con il *mainstream*, diminuendo la concentrazione locale del getto caldo, il quale interessa una porzione più limitata rispetto al caso con *hot-streak* in corrispondenza del 50% dell'altezza palare. L'effetto del passaggio della pala modifica in maniera sostanziale la forma del getto caldo; ciononostante, le porzioni di spazio caratterizzate dai valori massimi di concentrazione sono confrontabili con la media temporale per ogni istante temporale analizzato. Inoltre, la presenza di moti



secondari fa sì che il getto caldo non si dissipi completamente, in quanto l’effetto dei vortici generati si contrappone all’effetto miscelante del passaggio palare, mantenendo la concentrazione del getto caldo pressoché inalterata. Dal confronto con la media temporale si può notare un buon accordo per quanto riguarda la forma dell’*hot-streak* e la presenza del punto di massimo della concentrazione in corrispondenza di $\Phi/\Delta\Phi = 3$, come per la misura della temperatura.

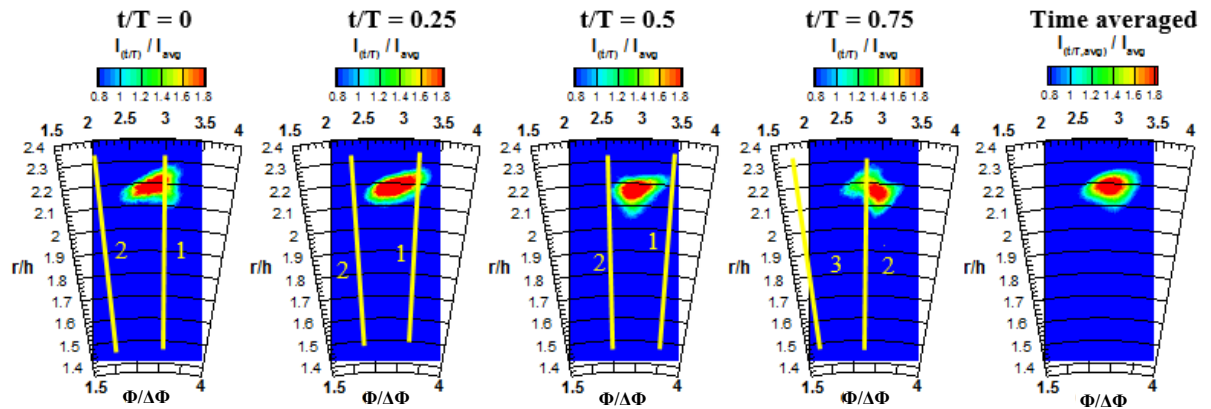


Fig. 3.29: distribuzioni dell’intensità luminosa normalizzata nel piano a valle del rotore, con *hot-streak* posizionato al 75% dell’altezza palare

Le misure di concentrazione tramite Mie-Scattering hanno mostrato come il getto caldo sia influenzato, oltre che dall’interazione con i moti secondari della macchina, anche dal passaggio della pala rotorica. Come nel caso di rilievi termici mediante termocoppia, la posizione dell’*hot-streak generator* incide la miscelazione del getto caldo: in prossimità degli *endwalls* l’*hot-streak* presenta dimensioni minori rispetto al caso con *hot-streak generator* in corrispondenza del *midspan*. Le misure di concentrazione, effettuate però a posizioni radiali non completamente all’interno ai vortici secondari di mozzo e di cassa, evidenziano come il passaggio palare condizioni in maniera sensibile e preponderante forma e magnitudo del getto caldo, al variare dell’istante temporale analizzato. Ciò si traduce quindi in sollecitazioni termiche di entità differente nel tempo e nello spazio, ma comunque non trascurabili. Inoltre, le misure di concentrazione, mediate nel periodo T di passaggio palare, si sono rivelate in buon accordo con le misure di temperatura effettuate mediante termocoppia.



Conclusioni

Lo studio dello scambio termico nelle turbine a gas riveste un ruolo fondamentale nello sviluppo tecnologico degli impianti per la produzione dell'energia e dei motori aeronautici. La tendenza a livello mondiale prevede strategie di design delle turbine a gas volte al miglioramento dell'efficienza del ciclo termodinamico, al risparmio energetico e alla riduzione delle emissioni inquinanti. In seguito all'aumento progressivo della temperatura del flusso evolvente nelle turbine a gas, è necessario progettare nuove ed efficienti soluzioni tecnologiche, sia per quanto riguarda il design dei combustori sia il raffreddamento delle pale e degli *endwalls*.

Nell'ambito del Dottorato di Ricerca sono state affrontate due diverse tematiche riguardo gli aspetti aero-termici legati allo scambio termico in turbina a gas. Innanzitutto, è stato studiato sperimentalmente lo scambio termico in canali corrugati, atti a modellizzare le cavità interne delle pale dei primi stadi della macchina e predisposte all'*internal blade cooling*. Tali canali vengono corrugati al fine di incrementare la turbolenza del flusso evolvente, migliorare lo scambio termico e quindi ottimizzare il dispendio di aria refrigerante spillata al compressore. Inoltre sono state studiate sperimentalmente le disuniformità di temperatura presenti in uscita dalla camera di combustione e la conseguente propagazione all'interno del primo stadio palare.

Lo studio dello scambio termico in canali corrugati in convezione forzata ha coinvolto inizialmente un'ampia rassegna bibliografica, propedeutica alla progettazione dell'apparato sperimentale collocato presso il Laboratorio di Aerodinamica e Turbomacchine del dipartimento DIME sezione MASET. Tramite lo studio della letteratura disponibile, sono stati opportunamente scelti i parametri geometrici dell'impianto e i parametri operativi per l'esecuzione delle prove. Inoltre sono stati progettati dei riscaldatori elettrici *ad hoc*, per creare una superficie isoflusso termico, utilizzati durante la sperimentazione. La sperimentazione ha riguardato prove termiche ed aerodinamiche, al variare della configurazione del canale corrugato e del numero di Reynolds. Sono state valutate le performance aero-termiche del canale liscio privo di corrugazioni, del canale corrugato da *ribs* inclinate di 45°, corrugato da *ribs* e con un *intersecting rib* e corrugato da *ribs* e due *intersecting ribs*. Per quantificare la performance aero-termica sono stati valutati il fattore d'attrito del canale, il numero di Nusselt e l'efficienza aero-termica.



Il fattore d'attrito risulta debolmente dipendente dal numero di Reynolds, con valori che risultano fortemente incrementati in presenza delle *ribs* inclinate (configurazione standard) e degli *intersecting ribs*. Inoltre, i valori rilevati per la configurazione corrugata senza setto longitudinale risultano in ottimo accordo con quelli rilevati in campagne di misura precedenti in cui f risultava prossimo a 0.025, con valori superiori di 3.5-4 volte a quelli del canale liscio, a parità di Re . La configurazione con *intersecting rib* determina incrementi del fattore d'attrito, rispetto alla configurazione corrugata senza *intersecting*, del 21-23%, con una lieve riduzione passando da $Re = 10.000$ a 30.000 . La configurazione con doppio *intersecting ribs* presenta un notevole incremento rispetto alla configurazione standard del 48-58% e del 20-29% rispetto alla configurazione con singolo *intersecting rib*. Nel caso di uno o due setti longitudinali, il fattore di attrito incrementa rispetto al canale liscio di un fattore compreso tra 4.4 e 5.3 e di un fattore compreso tra 5.2 e 6.8, rispettivamente. Inoltre, il fattore di attrito normalizzato cresce all'aumentare di Reynolds, come riportato in letteratura.

Le prove di performance termica sono state eseguite mediante termografia a cristalli liquidi, per mezzo della quale è stata misurata la temperatura superficiale del canale. Contestualmente all'incremento del fattore di attrito, la presenza delle *ribs* determina, come prevedibile, significativi incrementi del numero di Nusselt, in quanto le *ribs* aumentano la turbolenza del flusso migliorando lo scambio termico convettivo. Analizzando la configurazione con *ribs* inclinate di 45° , si può notare come la presenza delle corrugazioni alteri in modo significativo la fluidodinamica, in quanto si instaura un moto elicoidale (traslatorio + rotatorio) che provoca una distribuzione del numero di Nusselt fortemente asimmetrica. Per la configurazione standard si possono distinguere zone abbastanza circoscritte a $Nu/Nu_0 = 1$, e zone ad alto Nu/Nu_0 avvicinandosi a $y/W = 0$, con valori di Nu incrementati di 4-5 volte quelli di riferimento per il canale liscio. L'inserzione dell'*intersecting rib* provoca un ulteriore miglioramento dello scambio termico convettivo, in quanto il setto longitudinale, spezza il vortice che si viene a formare a causa dell'inclinazione delle *ribs*, in due vortici più piccoli. La asimmetria termica risulta notevolmente ridotta, lo scambio termico nelle regioni ad alto Nu rimane pressoché invariato, ma le regioni a basso Nu risultano sensibilmente migliorate con valori di Nu/Nu_0 compresi tra 2 e 4. L'aggiunta dell'*intersecting rib* comporta, rispetto alla configurazione semplicemente corrugata, un incremento di Nu tra il 10 e 16% in relazione ai moduli



ripetitivi. La configurazione con due setti longitudinali presenta un ulteriore incremento in termini di numero di Nusselt, l'asimmetria termica risulta ulteriormente ridotta e si evince un ulteriore miglioramento dello scambio termico nella regione $0.4 < y/W < 0.6$. Le medie dei valori di Nu per modulo confermano tale miglioramento termico, con valori medi incrementati del 15-18% rispetto al canale semplicemente corrugato e del 3-5% rispetto al canale con un setto longitudinale. Inoltre è stata riscontrata un'ottima ripetibilità sia delle prove termiche sia della misura delle perdite di carico.

Risulta infine determinante per quantificare le prestazioni del canale l'analisi dell'efficienza aero-termica. Tale parametro tiene in considerazione sia il miglioramento dello scambio termico convettivo che l'aumento delle perdite di carico. La soluzione del canale corrugato e con un solo setto longitudinale massimizza l'efficienza aero-termica per i tre numeri di Reynolds considerati, per cui tale configurazione può essere considerata quella ottimale sia dal punto di vista termico che aerodinamico. Dal momento che le cavità interne delle pale di turbina sono corrugate per aumentarne la performance termica, deve essere quindi considerata anche la fattibilità costruttiva. L'applicazione di un solo setto longitudinale, seppur onerosa, risulta comunque più facilmente applicabile rispetto alla situazione con due setti longitudinali, di maggior ingombro.

La seconda attività sperimentale nell'ambito del Dottorato di Ricerca ha riguardato lo studio delle disuniformità di temperatura presenti in uscita dalla camera di combustione e la conseguente propagazione all'interno del primo stadio palare delle turbine a gas. L'analisi dei profili di temperatura in ingresso alla macchina e della presenza di *hot-spots* o *hot-streaks* all'interno delle schiere di pale risulta fondamentale per la predizione di gravose sollecitazioni termiche che porterebbero al degrado e alla rottura della macchina o di parti di essa, per cui è necessaria al fine di ottimizzare il design delle camere di combustione e dei sistemi di raffreddamento esterno. Lo studio sperimentale della propagazione di punti caldi, o *hot-streaks*, è stato eseguito in un modello di turbina a gas assiale monostadio, presso il Laboratorio di Aerodinamica e Turbomacchine del dipartimento DIME sezione MASET. L'attività ha previsto dapprima il design di un opportuno sistema di alimentazione dell'aria calda ausiliaria, valutato essere, anche sulla base di una pregressa indagine bibliografica, maggiormente indicativo delle condizioni che si possono verificare in una macchina reale, ed installato a monte della macchina, ad una distanza assiale di una corda dal bordo di ingresso dello statore. Tale sistema (*hot-streak*



generator o *HSG*) è atto a generare disuniformità di temperatura all’aspirazione della turbina, per studiarne la propagazione al suo interno per diverse posizioni relative tra *hot-streak* e pala statorica (effetti di *clocking*) e diverse posizioni radiali (effetti di interazione con i flussi secondari). La campagna di prove sperimentali ha coinvolto misure del campo di pressione e del campo termico a monte e valle della schiera statorica e a valle della schiera rotorica, misure del carico termico della schiera statorica e misure di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica.

Dalle indagini condotte tramite termocamera ad infrarossi, che ha reso possibile la misura della temperatura superficiale sullo statore, è emerso come il carico termico cui è sottoposta la pala statorica vari fortemente al variare della posizione circonferenziale dell’*hot-streak*. La differenza di temperatura con l’ambiente esterno varia da valori pari al 55-60% di quello imposto all’uscita dell’ugello quando l’*hot-streak generator* è allineato con il bordo di ingresso della pala, a valori dimezzati quando l’ugello si trova ad un quarto del passo palare, per decrescere a valori inferiori al 10% quando ci si sposta a metà del canale palare. Inoltre le due superfici palari sono risultate essere sottoposte a temperature massime molto simili per le diverse posizioni circonferenziali e radiali dell’ugello testate.

Le misure di pressione totale effettuate a valle dello statore hanno confermato, come atteso dalla letteratura, che il campo di moto dello statore non è influenzato dalla presenza dell’*hot-streak*. Tuttavia, è l’*hot-streak* stesso che nell’attraversamento dello statore è influenzato dall’interazione con i flussi secondari generati dalla schiera palare, con diminuzione dei valori massimi di temperatura e variazione della morfologia, rispetto al precedente piano di misura, come evidenziato dalle misure del campo aero-termico condotte tramite sonda a 5 fori e termocoppia. L’unica sostanziale differenza è stata riscontrata nel piano a monte dello statore, dove è presente la scia del sistema di alimentazione dell’aria ausiliaria. Nonostante la presenza del difetto di pressione totale nel primo piano di misura, le misure nei piani successivi hanno dimostrato come tale difetto non si propaghi lungo la macchina. Infatti, nei piani a monte e valle del rotore sono presenti perdite di pressione totale causate dalla scia della pala statorica e in prossimità del mozzo e della cassa causate dalla presenza di strutture vorticose corrispondenti ai flussi secondari, ma non si notano perdite di pressione totale dovute alla presenza dell’*hot-streak*.

Attraverso le misure di temperatura effettuate mediante termocoppie sono stati analizzati il fenomeno della migrazione e i meccanismi di trasporto e miscelamento



dell'*hot-streak*. Nel piano di misura a monte ed a valle della schiera rotorica è stata riscontrata la migrazione circonferenziale dell'*hot-streak*: a monte del rotore causata dalla geometria del canale palare, ovvero dalla tridimensionalità della pala; a valle del rotore a causa della velocità di trascinamento. Il getto caldo risulta quindi trasportato per più di un passo palare a valle della schiera statorica e per più di due passi palari a valle di quella rotorica. Il miscelamento fa sì che la zona interessata dall'*hot-streak* diventi più estesa, diminuendo sensibilmente il picco di temperatura. La migrazione dell'*hot-streak* in direzione radiale avviene soprattutto all'interno del canale palare statorico ove si sposta verso il mozzo a causa della diminuzione della pressione statica.

Dall'analisi delle mappe 2D del campo aero-termico si evince come, oltre alla diminuzione del picco di temperatura, si modifichi anche la forma dell'*hot-streak* al variare della postazione assiale di misura: si passa da una forma perfettamente circolare nel piano di misura a monte dello statore, ad una ancora pressoché circolare ma che interessa una zona più estesa nel piano a monte del rotore, fino ad una morfologia del tutto differente dai precedenti casi nel piano a valle del rotore, a causa del miscelamento causato dai flussi secondari della macchina in prossimità di cassa e mozzo. Gli effetti dell'interazione con i flussi secondari generati dalla turbina sono molto evidenti e si riscontrano differenze di forma, larghezza ed intensità del getto caldo per le diverse posizioni radiali dell'*hot-streak*. In tale piano, infatti, la temperatura massima adimensionale misurata nel caso di getto caldo all'87.5% dell'altezza palare è risultata pari alla metà di quella misurata con ugello al 25% e la forma assunta dal getto caldo è risultata essere fortemente modificata dall'interazione con i flussi secondari dello statore e del rotore.

Confrontando i valori di temperatura adimensionale massima misurata nei diversi piani di misura, si nota una progressiva riduzione del picco, con valori prossimi al 90% della temperatura massima in uscita dall'ugello nel piano a monte dello statore, una diminuzione a valori del 30-35% nel piano a monte del rotore, fino ad arrivare a valori limitati nell'ordine del 10-15% nel piano a valle del rotore.

Le misure di concentrazione del getto caldo a valle della schiera rotorica si sono rivelate un utile strumento di indagine, al fine di analizzare le disuniformità tempovarianti dell'*hot-streak*. Il getto caldo è influenzato, oltre che dall'interazione con i moti secondari della macchina, anche dal passaggio della pala rotorica, che ne modifica in maniera sostanziale



la forma e la magnitudo. Ciò si traduce quindi in sollecitazioni termiche di entità differente nel tempo e nello spazio, ma comunque non trascurabili.

Complessivamente quindi i risultati delle indagini condotte all'interno del modello di turbina hanno evidenziato come la propagazione dell'*hot-streak* generato all'interno del combustore nei primi stadi della turbina sia fortemente dipendente dalla posizione radiale a cui tale disuniformità viene creata e dall'entità dei flussi secondari della macchina stessa.



Bibliografia

- [1] **J. Ong, R.J. Miller (2008)**, *“Hot streak and vane coolant migration in a downstream rotor”*, Proc. of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air GT 2008 June 9-13, 2008, Berlin, Germany.
- [2] **J.C. Han (1984)**, *“Heat transfer and friction in channels with two opposite rib-roughened walls”*, ASME J. Heat Transfer, 106, pp. 774-781.
- [3] **J.C. Han, S. Dutta, S. Ekkad (2012)**, *“Gas Turbine Heat Transfer and Cooling Technology”*, Taylor & Francis, New York, 2nd Ed.
- [4] **G. Tanda, R. Abram (2009)**, *“Forced convection heat transfer in channels with rib turbulators inclined at 45 deg”*, J. of Turbomachinery, 131.
- [5] **J.C. Han, J.S. Park (1988)**, *“Developing heat transfer in rectangular channels with rib turbulators”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 31, pp. 183-195.
- [6] **G. Tanda, D. Cavallero (2001)**, *“An experimental investigation of forced convection heat transfer in channels with rib turbulators by means of liquid crystal thermography”*, Experimental Thermal and Fluid Science, 26, pp. 115-121.
- [7] **G. Tanda, D. Cavallero (2002)**, *“Heat transfer coefficient measurements in ribbed channels using liquid crystal thermography”*, The 10th International Symposium on Flow Visualization, August 26-29, 2002, Kyoto, Japan.
- [8] **J.C. Han, L.R. Glicksman, W.M. Rohsenow (1978)**, *“An investigation of heat transfer and friction for rib-roughened surfaces”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 21, pp. 1143-1156.
- [9] **M. Huh, Y.H. Liu, J.C. Han, S. Chopra (2008)**, *“Effect of rib spacing on heat transfer in a two-pass rectangular channel ($AR=1:4$) with a sharp entrance at high rotation numbers”*, Proceedings of ASME Turbo Expo 2008: Power for Land, Sea and Air, Berlin, Germany, June 9-13, 2008.
- [10] **A. Murata, S. Mochizuki (2003)**, *“Effect of cross-sectional aspect ratio on turbulent heat transfer in an orthogonally rotating rectangular duct with angled rib turbulators”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 46, pp. 3119-3133.
- [11] **J.S. Park, J.C. Han, Y. Huang, S. Ou, R.J. Boyle (1991)**, *“Heat transfer performance comparisons of five different rectangular channels with parallel angled ribs”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 35, pp. 2891-2903.



[12]G. Tanda, R. Abram (2006), *“Scambio termico per convezione forzata in un canale con sporgenze inclinate di 45°”*, XXIV Congresso Nazionale UIT sulla Trasmissione del Calore, 21-23 Giugno 2006, Napoli.

[13]H.H. Cho, S.J. Wu, S.J., H.J. Kwon (2000), *“Local heat/mass transfer measurements in a rectangular duct with discrete ribs”*, ASME J. Turbomach., Vol. 122, pp. 579-586.

[14]J. Bailey, R.S. Bunker (2003), *“Heat transfer and friction in channels with very high blockage 45° staggered turbulators”*, Proceedings of ASME Turbo Expo2003 Power for Land, Sea and Air, Atlanta, Georgia, June 16-19, 2003.

[15]J.C. Han, J.S. Park, C.K. Lei (1985), *“Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters”*, ASME J. of Engineering for Gas Turbines and Power, Vol. 107, pp. 628-635.

[16]P.R. Chandra, M.E. Niland, J.C. Han (1997), *“Turbulent flow heat transfer and friction in a rectangular channel varying number of ribbed walls”*, ASME J. of Turbomachinery, 119, pp. 374-380

[17]J.C. Han, Y.M. Zhang, C.P. Lee (1991), *“Augmented heat transfer in square channels with parallel, crossed, and V-shaped angled ribs”*, ASME J. Heat Transfer, 113, pp. 590-596

[18]K.R. Aharwal, B.K. Gandhi, J.S. Saini (2008), *“Experimental investigation on heat-transfer enhancement due to a gap in an inclined continuous rib arrangement in a rectangular duct of solar air heater”*, Renewable Energy 33, pp. 585-596.

[19]K.R. Aharwal, B.K. Gandhi, J.S. Saini (2009), *“Heat transfer and friction characteristics of solar air heater ducts having integral inclined discrete ribs on absorber plate”*, Int. J. Heat Mass Transf., Vol. 52, pp. 5970-5977.

[20]A. Gupta, V. Sri Harsha, S.V. Prabhu, R.P. Vedula (2008), *“Local heat transfer distribution in a square channel with 90° continuous, 90° saw tooth profiled and 60° broken ribs”*, Experimental Thermal and Fluid Science 32, pp. 997-1010.

[21]S. Gupta, A. Chaube, P. Verma (2013), *“Augmented heat transfer in square ducts with transverse and inclined ribs with and without a gap”*, International Journal of Current Engineering and Technology, 3, No. 2.

[22]H. Chung, J.S Park, S. Park, S.M. Choi, D.H. Rhee, H.H.C. Cho (2014), *“Augmented heat transfer for angled rib with intersecting rib in rectangular channels of*



different aspect ratios”, Proceedings of ASME Turbo Expo 2014: Turbine Technical Conference and Exposition, June 16-20.

[23] **G. Tanda (2004)**, *“Heat transfer in rectangular channels with transverse and V-shaped broken ribs”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 47, pp. 229-243.

[24] **G. Tanda, R. Abram (2009)**, *“Effect of rib spacing on heat transfer in rectangular channels with 45 deg rib on one wall”*, 7th World Conference on Experimental Heat Transfer, Fluid Mechanics and Thermodynamics 28 June-03 July 2009, Krakow, Poland.

[25] **G. Tanda, R. Abram (2010)**, *“Detailed distributions of heat transfer coefficient in rectangular channels with 45 deg ribs on one/two walls”*, 20th National and 9th International ISHMT-ASME Heat and Mass Transfer Conference

[26] **G. Tanda (2011)**, *“Effect of rib spacing on heat transfer and friction in a rectangular channel with 45° angled rib turbulators on one/two walls”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 54, pp. 1081-1090.

[27] **G. Tanda, F. Satta, D. Simoni (2011)**, *“Experimental investigation of flow and heat transfer in a rectangular channel with 45° angled ribs on one/two walls”*, Experimental Thermal and Fluid Science.

[28] **M. Henze, J. von Wolfersdorf, B. Weigand, C.F. Dietz, S.O. Neumann (2011)**, *“Flow and heat transfer characteristics behind vortex generators - A benchmark dataset”*, International Journal of Heat and Fluid Flow, 32, pp. 318-328.

[29] **ANSYS Fluent®**, Computational Fluid Dynamics Software.

[30] **M. Mazza (2009)**, *“Misure termofluidodinamiche in canali corrugati con tecniche non intrusive”*, tesi di laurea in Ingegneria Meccanica, relatori Tanda G., Zunino P., dipartimento DIME, Facoltà di Ingegneria, Università degli Studi di Genova.

[31] **G. Tanda (2011)**, *“Performance of solar air heater ducts with different types of ribs on the absorber plate”*, Energy, 36, pp. 6651-6660.

[32] **G. Tanda, Z. Ghorbani-Tari, B. Sundèn (2012)**, *“Experimental study of convection heat transfer in the entrance region of a rectangular duct with transverse ribs”*, Proc. of ASME 2012 Summer Heat Transfer Conference HT 2012, July 8-12, 2012, Rio Grande, Puerto Rico.

[33] **D.L. Gee, R.L. Webb (1980)**, *“Forced convection heat transfer in helically rib-roughened tubes”*, Int. J. Heat Mass Transfer, 23, pp. 1127-1136.



[34]J.C. Han, J.S. Park, C.K Lei (1985), *“Heat transfer enhancement in channels with turbulence promoters”*, ASME J. Heat Transfer, 107, pp. 628-635.

[35]L. He, V. Menshikova, B.R. Haller (2004), *“Influence of hot streak circumferential length-scale in transonic turbine stage”*, Proc. ASME Turbo Expo 2004: International Gas Turbine & Aeroengine Congress & Exhibition, June 14-17, 2004, Vienna, Austria.

[36]A. Rahim, L. He (2015), *“Rotor blade heat transfer of high pressure turbine stage under inlet hot-streak and swirl”*, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, June 2015, 137, pp. 1-10.

[37]T. Povey, K.S. Chana, T.V. Jones, J. Hurriion (2007), *“The effect of hot streaks on HP vane surface and endwall heat transfer: an experimental and numerical study”*, J. Propul. Power, 129, pp. 32-43.

[38]K. Barringer, M. Polanka (2009), *“An experimental study of combustor exit profile shapes on endwall heat transfer in high pressure turbine vanes”*, ASME J. of Turbomachinery, 131, pp. 1-10.

[39]T. Shang, A.H. Epstein (1997), *“Analysis of hot streak effects on turbine rotor heat load”*, J. of Turbomachinery, 119, pp. 544-553.

[40]T.L. Butler, O. Sharma (1989), *“Redistribution of an inlet temperature distortion in an axial flow turbine stage”*, J. Propul. Power, 5, pp. 64-71.

[41]J.L. Kerrebrock, A.A. Mikolajczak (1970), *“Intra-stator transport of rotor wakes and its effect on compressor performance”*, J. Fluid Mech., 92, pp. 359-369.

[42]Z. Qingjun, W. Huishe Z. Xiaolu, X. Jianzhong (2006), *“Numerical investigation on the influence of hot streak temperature ratio in a high-pressure stage of vaneless counter-rotating turbine”*, Int. J. of Rotating Machinery Volume.

[43]S. Simone, F. Montomoli, F. Martelli, K. S. Chana, I. Qureshi, T. (2012), *“Analysis on the effect of a nonuniform inlet profile on heat transfer and fluid flow in turbine stages”*, J. of Turbomachinery, 134, pp. 1-14.

[44]K.V. Jenkins, D.G. Bogard (2004), *“The effects of high mainstream turbulence and turbine vane film cooling on the dispersion of a simulated hot streak”*, ASME J. of Turbomachinery, 126, pp. 203-211.



[45] **P. Jenny, C. Lenherr, R.S. Abhari, A.I. Kalfas (2012)**, *“Effect of hot streak migration on unsteady blade row interaction in an axial turbine”*, J. of Turbomachinery, 134.

[46] **B.T. An, J.J. Liu, H.D. Jiang (2009)**, *“Numerical investigation on unsteady effects of hot streak on flow and heat transfer in a turbine stage”*, J. of Turbomachinery, 131, pp. 1-15.

[47] **A.M. Basol, P. Jenny, M. Ibrahim, A. I. Kalfas, R.S. Abhari (2011)**, *“Hot streak migration in a turbine stage: integrated design to improve aerothermal performance”*, J. of Engineering for Gas Turbines and Power, June 2011, 133, pp. 1-10.

[48] **J.A. Tallman (2014)**, *“Unsteady half-annulus computational fluid dynamics calculations of thermal migration through a cooled 2.5 stage high-pressure turbine”*, J. of Turbomachinery, 136, pp. 1-10.

[49] **R.D. Dorney, D.E. Edwards (1992)**, *“Unsteady analysis of hot streak migration in a turbine stage”*, J. Propul. Power, 8, pp. 520-529.

[50] **R. Roback (1993)**, *“Hot streaks and phantom cooling in a turbine rotor passage: part 1 - separate effects”*, ASME J. of Turbomachinery, 115, pp. 657-666.

[51] **M.M. Rai, G.P. Dring (1990)**, *“Navier-Stokes analysis of the redistribution of inlet temperature distortions in a turbine”*, J. Propul. Power, 6, pp. 276-282.

[52] **Z. Qingjun, W.H. She, T. Fei, Z.X. Lu, X.U. Jian Zhong (2008)**, *“Investigation of influencing factors of hot streaks migration in high pressure stage of a vaneless counter-rotating turbine”*, Science in China Series E: Technological Sciences, Feb. 2008, vol. 51, pp. 127-144.

[53] **G. Tanda, F. Satta (2016)**, *“Aerodynamic and thermal characteristics of a hot jet in parallel flow”*, J. of Applied Fluid Mechanics, 9, No. 4.

[54] **D. Prasad, G.J. Hendricks (2000)**, *“A numerical study of secondary flow in axial turbines with application to radial transport of hot streaks”*, J. of Turbomachinery, 122, pp. 667-673.

[55] **Wang L., Sunden B. (2007)**, *“Experimental investigation of local heat transfer in a square duct with various-shaped ribs”*, Heat Mass Transfer, 43, pp. 59-766.



Appendice: Macro Excel

1. Macro per il calcolo del coefficiente di scambio termico convettivo h

' VERSIONE 24.12.2015

' CalcoloHMaset Macro

' implementata con la correzione sul mylar

Sub CalcoloHMaset_IntCool_CONTROLLI()

' Row: number of pixels along the flow direction

' Column: number of pixels along the transverse direction

Nx = Sheets("Tab").Range("b1")

Ny = Sheets("Tab").Range("b2")

Row = Nx

Column = Ny

Dim Chr As Double

Dim Indice, i, j As Integer

Dim Parziale As Boolean

Dim h, hstar0, hstar1, hstar2, hnomylar, Tin, Tair, Tlc, Tout, Twall, massflow, HTRate, Rmylar, Qel, Qrad,
Qcond, Cmin, Cmax, X, L, L0, C1, C2, C3, C4, C5, dTb, R, Area0 As Double

' activesheet is the open sheet from which this macro has to be launched

Indice = ActiveSheet.Index

Sheets.Add After:=ActiveSheet

'HTRate is electric heat transfer rate

'R is the insulation resistance per square meter

'dTb is the temperature difference across polystyrene bottom insulation

'Tin is the inlet mainstream air temperature, assumed to be constant throughout the test section

' h is the true htc



' hnomylar is the htc neglecting mylar th.resistance
' hstar0 is the htc neglecting " " and Tair increase
' hstar1 is the htc neglecting " " and radiation
' hstar2 is the htc neglecting " " radiation and conduction

HTRate = Sheets("Tab").Range("b4")
Tin = Sheets("Tab").Range("b6")
R = Sheets("Tab").Range("b8")
dTb = Sheets("Tab").Range("b10")
Area0 = Sheets("Tab").Range("b12")
massflow = Sheets("Tab").Range("b14")
Cmin = Sheets("Tab").Range("b20")
Cmax = Sheets("Tab").Range("b22")
L = Sheets("Tab").Range("b30")
L0 = Sheets("Tab").Range("b31")
X = Sheets("Tab").Range("b32")

Rmylar = 0.000689
Qel = HTRate / Area0
Qcond = dTb / R

' set the proper value of cp. Default value is 1006 (not used if Tair = const)
' emissivity for TLC is set at 0.9

Mcp = 1006 * massflow

C1 = Sheets("Tab").Range("f17")
C2 = Sheets("Tab").Range("f18")
C3 = Sheets("Tab").Range("f19")
C4 = Sheets("Tab").Range("f20")
C5 = Sheets("Tab").Range("f21")

Tout = Tin + (Qel - Qcond) * Area0 / Mcp

Sheets("Tab").Range("b27") = Tout

' the following step is the local calculation of h

If X <> 0 Then



$$T_{in} = T_{in} + (Q_{el} - Q_{cond}) * Area0 / Mcp * (X / L)$$

$$Sheets("Tab").Range("b28") = T_{in}$$

' new value of Area0

$$Area0 = Area0 * L0 / L$$

End If

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

$$Chr = Sheets(Indice).Cells(i, j)$$

If (Chr >= Cmin) And (Chr <= Cmax) Then

$$T_{lc} = (C1 + C2 * Chr + C3 * Chr * Chr + C4 * Chr^3 + C5 * Chr^4)$$

' for Qrad can be also used the formula for gray surfaces enclosures...

$$T_{wall} = T_{lc} - (Q_{el} - Q_{cond}) * R_{mylar}$$

$$Q_{rad} = 0.9 * 5.67 * (((T_{wall} + 273.15) / 100)^4 - ((T_{in} + 273.15) / 100)^4)$$

$$T_{air} = T_{in} + (Q_{el} - Q_{cond}) * Area0 / Mcp * i / Row$$

' Qrad and Qcond can be stored in some worksheets...

$$h = (Q_{el} - Q_{rad} - Q_{cond}) / (T_{wall} - T_{air})$$

$$h_{nomylar} = (Q_{el} - Q_{rad} - Q_{cond}) / (T_{lc} - T_{air})$$

$$h_{star0} = (Q_{el} - Q_{rad} - Q_{cond}) / (T_{lc} - T_{in})$$

$$h_{star1} = (Q_{el} - Q_{cond}) / (T_{lc} - T_{air})$$

$$h_{star2} = Q_{el} / (T_{lc} - T_{air})$$

Else

$$T_{lc} = 0$$

$$T_{wall} = 0$$

$$h = 0$$

$$h_{nomylar} = 0$$

$$h_{star0} = 0$$

$$h_{star1} = 0$$

$$h_{star2} = 0$$



End If

Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = h

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = hnomylar

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = hstar0

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = hstar1

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = hstar2

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = Twall

' Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = Tlc

Next j

Next i

' a new sheet called as the previous sheet with the suffix "h" is created:

' it contains the updated local values of h and "zero" where h is not known

Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "h"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "h-noMylar"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "hstar0"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "hstar1"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "hstar2"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "Tw"

' Sheets(Indice + 1).Name = Sheets(Indice).Name & "Tlc"

End Sub



2. Macro per la sovrapposizione dei valori del coefficiente di scambio termico convettivo h, per le diverse acquisizioni

' Media Macro

Sub mediaMASETupdated()

,

' Calculation of the h values by overlapping the sheets containing partial values of h

' for different heating values and same Reynolds number

,

' the final datasheet is called h-map and it contains the h values over the entire LC region

,

' Row: number of pixels along the flow direction

' Column: number of pixels along the transverse direction

Nx = Sheets("Tab").Range("b1")

Ny = Sheets("Tab").Range("b2")

Row = Nx

Column = Ny

Dim NFogli As Integer

Dim Totale As Boolean

Const MaxFogli As Integer = 50

Const Prec3 As Single = 0.03

Const Prec5 As Single = 0.05

Dim Err, Max, media, Somma, VDati(MaxFogli) As Double

Dim Indice, i, j, k, NZeri, VIndici(MaxFogli) As Integer

Dim S As Object

Dim Intervallo As Range

Dim UltColonna, UltRiga, IColonna, IRiga As Integer

Dim Valore As Double

Dim NCelle As Integer



NFogli = ActiveWindow.SelectedSheets.Count

If NFogli = 1 Then

 Totale = False

Else

 Totale = True

End If

Select Case Totale

Case True

```
*****  
*****  
'*                    Data sheet overlapping                    *  
*****  
*****
```

i = 1

For Each S In ActiveWindow.SelectedSheets

 VIndici(i) = S.Index

 i = i + 1

Next

ActiveWorkbook.Sheets(1).Select

ActiveWorkbook.Worksheets.Add

ActiveWorkbook.Worksheets(1).Name = "hmap"

For i = 1 To Row

 For j = 1 To Column

 NZeri = 0

 Somma = 0

'calculation of the "average" value of h in any pixel over the overlapping regions

For k = 1 To NFogli

 Indice = VIndici(k) + 1

 VDati(k) = ActiveWorkbook.Sheets(Indice).Cells(i, j).Value

 If VData(k) = 0 Then NZeri = NZeri + 1



Somma = Somma + VDati(k)

Next k

If NZeri = NFogli Then

ActiveWorkbook.Sheets("hmap").Cells(i, j).Value = 0

Else

media = Somma / (NFogli - NZeri)

ActiveWorkbook.Sheets("hmap").Cells(i, j).Value = media

End If

'computation of precision

'the cells coloured in the final h-sheet are featured by an error larger

' than 3% (yellow) or 5% (violet)

' the colour green denotes cells where h is averaged among ≥ 2 values and error is lower than 3%

Max = 0

For k = 1 To NFogli

Err = Abs(VDati(k) - media)

If (Err > Max) And (Err <> media) Then Max = Err

Next k

If (media <> 0) Then

If ((Max / media) >= Prec3) And ((Max / media) < Prec5) Then

ActiveWorkbook.Sheets("hmap").Cells(i, j).Select

With Selection.Interior

.ColorIndex = 6

.Pattern = xlSolid

End With

ElseIf ((Max / media) >= Prec5) Then

ActiveWorkbook.Sheets("hmap").Cells(i, j).Select

With Selection.Interior

.ColorIndex = 39

.Pattern = xlSolid

End With

ElseIf ((Max / media) > 0) And ((Max / media) < Prec3) Then

ActiveWorkbook.Sheets("hmap").Cells(i, j).Select

With Selection.Interior

.ColorIndex = 4

.Pattern = xlSolid



End With

End If

End If

Next j

Next i

```
'*****  
*****
```

Case False

```
'*****  
*****
```

```
'*          Calcolo della media sulle celle selezionate          *  
'*****  
*****
```

Set Intervallo = Selection

UltColonna = Intervallo.Columns(Intervallo.Columns.Count).Column

UltRiga = Intervallo.Rows(Intervallo.Rows.Count).Row

IColonna = Intervallo.Column

IRiga = Intervallo.Row

Somma = 0

NCelle = 0

For i = IRiga To UltRiga

For j = IColonna To UltColonna

Valore = ActiveSheet.Cells(i, j).Value

If (Valore <> 0) Then NCelle = NCelle + 1

Somma = Somma + Valore

Next j

Next i

ActiveWorkbook.Worksheets("Tab").Range("F4").Value = (Somma / NCelle)

' Sheets("Tab").Range("f4") = Somma / NCelle

```
'*****  
*****
```

End Select

End Sub



3. Macro per il calcolo dei valori medi per modulo del coefficiente di scambio termico convettivo h e per la correzione delle disuniformità del flusso termico erogato dal riscaldatore elettrico

Sub ASEN_Moduli_rib()

' ASEN_Moduli_rib Macro

' Macro che permette di distinguere le rib e l'intersezzo

' Il foglio di lavoro "Moduli" ha nelle celle delle rib un numero convenzionale, nelle celle al di fuori del riscaldatore 0,

' e nelle celle del modulo il rispettivo numero progressivo (da 1 a 16).

' Viene quindi corretta l'hmap, eliminando i dati in corrispondenza delle rib.

' Viene inoltre applicato un fattore correttivo che tiene conto della diversa distribuzione del flusso termico nei moduli riscaldati.

' Row: number of pixels along the flow direction

' Column: number of pixels along the transverse direction

Nx = Sheets("Tab").Range("b1")

Ny = Sheets("Tab").Range("b2")

Row = Nx

Column = Ny

' "num" è numero convenzionale per distinguere le rib

' "L0" è la cella corrispondente all'inizio della prima rib

' "p" è il numero di celle occupate dall'inter-rib

' "e" è il numero di celle occupate dalla rib

' "s" è il numero di celle occupate dal setto (s1 singolo, s2 doppio)

' "Mod1" è il primo modulo considerato, default = 1

' "Nmod" è l'ultimo modulo considerato, default = 16

' "Ci" sono coefficienti correttivi del flusso elettrico erogato (Cr per canale ribbato, Cs per setto, Ct per doppio setto)

Dim num, L0, e, s1, s2, Mod1, Nmod, Sommatoria_p, Ncelle, Ncelle_corr As Integer

Dim Somma, Somma_1, Somma_2, Somma_3, Media, Media_1, Media_2, Media_3, Somma_corr, Somma_corr_1, Somma_corr_2, Somma_corr_3 As Double



Dim Media_corr, Media_corr_1, Media_corr_2, Media_corr_3, Sum_media, Sum_media_1, Sum_media_2,
Sum_media_3, Media_tot, Media_tot_1, Media_tot_2, Media_tot_3 As Double

Dim Sum_media_corr, Sum_media_corr_1, Sum_media_corr_2, Sum_media_corr_3, Media_corr_tot,
Media_corr_tot_1, Media_corr_tot_2, Media_corr_tot_3 As Double

Dim p() As Variant

Dim Cr_corr() As Variant

Dim Cs_corr() As Variant

Dim Ct_corr() As Variant

'Dim C_corr() As Double

' Activesheet is the open sheet from which this macro has to be launched

Indice = ActiveSheet.Index

Sheets.Add After:=ActiveSheet

num = 1000

L0 = Sheets("Tab").Range("h8")

p1 = Sheets("Tab").Range("j2")

p2 = Sheets("Tab").Range("j3")

p3 = Sheets("Tab").Range("j4")

p4 = Sheets("Tab").Range("j5")

p5 = Sheets("Tab").Range("j6")

p6 = Sheets("Tab").Range("j7")

p7 = Sheets("Tab").Range("j8")

p8 = Sheets("Tab").Range("j9")

p9 = Sheets("Tab").Range("j10")

p10 = Sheets("Tab").Range("j11")

p11 = Sheets("Tab").Range("j12")

p12 = Sheets("Tab").Range("j13")

p13 = Sheets("Tab").Range("j14")

p14 = Sheets("Tab").Range("j15")

p15 = Sheets("Tab").Range("j16")

p16 = Sheets("Tab").Range("j17")

p = Array(1000, p1, p2, p3, p4, p5, p6, p7, p8, p9, p10, p11, p12, p13, p14, p15, p16) '320x55

e = Sheets("Tab").Range("h9")

s1 = Sheets("Tab").Range("h10")



```
s2 = Sheets("Tab").Range("h11")  
Mod1 = Sheets("Tab").Range("h12")  
Nmod = Sheets("Tab").Range("h13")
```

```
Cr1 = Sheets("Tab").Range("l2")  
Cr2 = Sheets("Tab").Range("l3")  
Cr3 = Sheets("Tab").Range("l4")  
Cr4 = Sheets("Tab").Range("l5")  
Cr5 = Sheets("Tab").Range("l6")  
Cr6 = Sheets("Tab").Range("l7")  
Cr7 = Sheets("Tab").Range("l8")  
Cr8 = Sheets("Tab").Range("l9")  
Cr9 = Sheets("Tab").Range("l10")  
Cr10 = Sheets("Tab").Range("l11")  
Cr11 = Sheets("Tab").Range("l12")  
Cr12 = Sheets("Tab").Range("l13")  
Cr13 = Sheets("Tab").Range("l14")  
Cr14 = Sheets("Tab").Range("l15")  
Cr15 = Sheets("Tab").Range("l16")  
Cr16 = Sheets("Tab").Range("l17")
```

```
Cs1 = Sheets("Tab").Range("n2")  
Cs2 = Sheets("Tab").Range("n3")  
Cs3 = Sheets("Tab").Range("n4")  
Cs4 = Sheets("Tab").Range("n5")  
Cs5 = Sheets("Tab").Range("n6")  
Cs6 = Sheets("Tab").Range("n7")  
Cs7 = Sheets("Tab").Range("n8")  
Cs8 = Sheets("Tab").Range("n9")  
Cs9 = Sheets("Tab").Range("n10")  
Cs10 = Sheets("Tab").Range("n11")  
Cs11 = Sheets("Tab").Range("n12")  
Cs12 = Sheets("Tab").Range("n13")  
Cs13 = Sheets("Tab").Range("n14")  
Cs14 = Sheets("Tab").Range("n15")  
Cs15 = Sheets("Tab").Range("n16")  
Cs16 = Sheets("Tab").Range("n17")  
Cs17 = Sheets("Tab").Range("p2")  
Cs18 = Sheets("Tab").Range("p3")
```



Cs19 = Sheets("Tab").Range("p4")
Cs20 = Sheets("Tab").Range("p5")
Cs21 = Sheets("Tab").Range("p6")
Cs22 = Sheets("Tab").Range("p7")
Cs23 = Sheets("Tab").Range("p8")
Cs24 = Sheets("Tab").Range("p9")
Cs25 = Sheets("Tab").Range("p10")
Cs26 = Sheets("Tab").Range("p11")
Cs27 = Sheets("Tab").Range("p12")
Cs28 = Sheets("Tab").Range("p13")
Cs29 = Sheets("Tab").Range("p14")
Cs30 = Sheets("Tab").Range("p15")
Cs31 = Sheets("Tab").Range("p16")
Cs32 = Sheets("Tab").Range("p17")

Ct1 = Sheets("Tab").Range("r2")
Ct2 = Sheets("Tab").Range("r3")
Ct3 = Sheets("Tab").Range("r4")
Ct4 = Sheets("Tab").Range("r5")
Ct5 = Sheets("Tab").Range("r6")
Ct6 = Sheets("Tab").Range("r7")
Ct7 = Sheets("Tab").Range("r8")
Ct8 = Sheets("Tab").Range("r9")
Ct9 = Sheets("Tab").Range("r10")
Ct10 = Sheets("Tab").Range("r11")
Ct11 = Sheets("Tab").Range("r12")
Ct12 = Sheets("Tab").Range("r13")
Ct13 = Sheets("Tab").Range("r14")
Ct14 = Sheets("Tab").Range("r15")
Ct15 = Sheets("Tab").Range("r16")
Ct16 = Sheets("Tab").Range("r17")
Ct17 = Sheets("Tab").Range("t2")
Ct18 = Sheets("Tab").Range("t3")
Ct19 = Sheets("Tab").Range("t4")
Ct20 = Sheets("Tab").Range("t5")
Ct21 = Sheets("Tab").Range("t6")
Ct22 = Sheets("Tab").Range("t7")
Ct23 = Sheets("Tab").Range("t8")
Ct24 = Sheets("Tab").Range("t9")



```
Ct25 = Sheets("Tab").Range("t10")
Ct26 = Sheets("Tab").Range("t11")
Ct27 = Sheets("Tab").Range("t12")
Ct28 = Sheets("Tab").Range("t13")
Ct29 = Sheets("Tab").Range("t14")
Ct30 = Sheets("Tab").Range("t15")
Ct31 = Sheets("Tab").Range("t16")
Ct32 = Sheets("Tab").Range("t17")
Ct33 = Sheets("Tab").Range("v2")
Ct34 = Sheets("Tab").Range("v3")
Ct35 = Sheets("Tab").Range("v4")
Ct36 = Sheets("Tab").Range("v5")
Ct37 = Sheets("Tab").Range("v6")
Ct38 = Sheets("Tab").Range("v7")
Ct39 = Sheets("Tab").Range("v8")
Ct40 = Sheets("Tab").Range("v9")
Ct41 = Sheets("Tab").Range("v10")
Ct42 = Sheets("Tab").Range("v11")
Ct43 = Sheets("Tab").Range("v12")
Ct44 = Sheets("Tab").Range("v13")
Ct45 = Sheets("Tab").Range("v14")
Ct46 = Sheets("Tab").Range("v15")
Ct47 = Sheets("Tab").Range("v16")
Ct48 = Sheets("Tab").Range("v17")
```

```
Cr_corr = Array(1000, Cr1, Cr2, Cr3, Cr4, Cr5, Cr6, Cr7, Cr8, Cr9, Cr10, Cr11, Cr12, Cr13, Cr14, Cr15, Cr16)
```

```
Cs_corr = Array(1000, Cs1, Cs2, Cs3, Cs4, Cs5, Cs6, Cs7, Cs8, Cs9, Cs10, Cs11, Cs12, Cs13, Cs14, Cs15, Cs16, Cs17, Cs18, Cs19, Cs20, Cs21, Cs22, Cs23, Cs24, Cs25, Cs26, Cs27, Cs28, Cs29, Cs30, Cs31, Cs32)
```

```
Ct_corr = Array(1000, Ct1, Ct2, Ct3, Ct4, Ct5, Ct6, Ct7, Ct8, Ct9, Ct10, Ct11, Ct12, Ct13, Ct14, Ct15, Ct16, Ct17, Ct18, Ct19, Ct20, Ct21, Ct22, Ct23, Ct24, Ct25, Ct26, Ct27, Ct28, Ct29, Ct30, Ct31, Ct32, Ct33, Ct34, Ct35, Ct36, Ct37, Ct38, Ct39, Ct40, Ct41, Ct42, Ct43, Ct44, Ct45, Ct46, Ct47, Ct48)
```

' Mette numero convenzionale su una rib composta da "e" celle,

' ogni modulo è composto da "p(k)" celle (dove p(k) cambia da modulo a modulo),

' partendo dalla cella "L0" della prima rib

For j = 1 To Column



```
' La prima rib
For i = L0 To L0 ' prima rib

For t = 1 To e
    Sheets(Indice + 1).Cells(i + t - 2 + j, j).Value = num
    ' Per non andare oltre la dimensione del foglio
    If i + t - 2 + j > Nx Then
        Sheets(Indice + 1).Cells(i + t - 2 + j, j).Value = ""
    End If
Next t

Next i

Sommatoria_p = 0

For k = Mod1 To Nmod

    Sommatoria_p = Sommatoria_p + p(k)

    For i = L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p To L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p

        For t = 1 To e
            Sheets(Indice + 1).Cells(i + t - 2 + j, j).Value = num
            ' Per non andare oltre la dimensione del foglio
            If i + t - 2 + j > Nx Then
                Sheets(Indice + 1).Cells(i + t - 2 + j, j).Value = ""
            End If
        Next t

        Next i

    Next k

Next j

' Mette numero convenzionale sul setto composto da "s1" celle

If s1 <> 0 Then
    For j = Int((Ny - s1) / 2) + 1 To Int((Ny - s1) / 2) + s1
```



```
For i = 1 To Row

    Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = num
    ' Per non andare oltre la dimensione del foglio
    If i > Nx Then
        Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = ""
    End If

Next i
Next j
End If

' Mette numero convenzionale sul doppio setto composto da "s2" celle
If s2 <> 0 Then

    For j = Int((Ny - s2) / 3) + 1 To Int((Ny - s2) / 3) + s2
        For i = 1 To Row

            Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = num
            ' Per non andare oltre la dimensione del foglio
            If i > Nx Then
                Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = ""
            End If

        Next i
    Next j

    For j = Int(2 * (Ny - s2) / 3) + 2 To Int(2 * (Ny - s2) / 3) + s2 + 1
        For i = 1 To Row

            Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = num
            ' Per non andare oltre la dimensione del foglio
            If i > Nx Then
                Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = ""
            End If

        Next i
    Next j
```



End If

' Mette nell'inter-rib il numero progressivo corrispondente al modulo

Sommatoria_p = 0

For k = Mod1 To Nmod

Sommatoria_p = Sommatoria_p + p(k)

For j = 1 To Column

If s1 = 0 And s2 = 0 Then

For i = L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - p(k) To L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - 1

Sheets(Indice + 1).Cells(i + j - 1, j).Value = k

' Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = k

Next i

ElseIf s1 <> 0 Then

For i = L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - p(k) - 1 To L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - 1

' Prima del setto

If j < Int((Ny - s1) / 2) + 1 And Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value <> num Then

Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = k

' Dopo il setto

ElseIf j > Int((Ny - s1) / 2) + s1 And Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value <> num Then

Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = 16 + k

End If

Next i

ElseIf s2 <> 0 Then

For i = L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - p(k) - 1 To L0 + (k - Mod1 + 1) * e + Sommatoria_p - 1



```
' Prima del primo setto
If j < Int((Ny - s2) / 3) + 1 And Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value <> num Then
    Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = k
' Tra i due setti
ElseIf j > Int((Ny - s2) / 3) + s2 And j < Int(2 * (Ny - s2) / 3) + 2 And Sheets(Indice + 1).Cells(i +
j, j).Value <> num Then
    Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = 16 + k
' Dopo il secondo setto
ElseIf j > Int(2 * (Ny - s2) / 3) + 2 And Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value <> num Then
    Sheets(Indice + 1).Cells(i + j, j).Value = 32 + k
End If

Next i

End If

Next j

Next k

' Per non andare oltre la dimensione del foglio
For j = 1 To Column
    For i = 1 To 2000
        If i > Nx Then
            Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = ""
        End If
    Next i
Next j

' Mette 0 fuori dalle rib e dall'inter-rib
For j = 1 To Column
    For i = 1 To Row

        If Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = "" And i <= Nx Then
            Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 0
        End If

    Next i

Next i
```



Next j

" Assegna colore a ciascuna parte della superficie del canale -> grigio rib, verde inter-rib

'For j = 1 To Column

'For i = 1 To Row

' If Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value < num Then

' ActiveWorkbook.Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Select

' With Selection.Interior

' .ColorIndex = 4

' .Pattern = xlSolid

' End With

' ElseIf Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 0 Then

' ActiveWorkbook.Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Select

' With Selection.Interior

' .ColorIndex = 6

' .Pattern = xlSolid

' End With

' ElseIf Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = num Then

' ActiveWorkbook.Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Select

' With Selection.Interior

' .ColorIndex = 15

' .Pattern = xlSolid

' End With

'End If

'Next i

'Next j

Sheets(Indice + 1).Name = "Moduli"

' Prende i valori di h (non corretti) diversi da 0 per ciascun modulo o sotto-modulo e ne fa la media

If s1 = 0 And s2 = 0 Then

Sum_media = 0

For k = Mod1 To Nmod



Somma = 0

Ncelle = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

h = Sheets(Indice).Cells(i, j)

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <>
num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle = Ncelle + 1

Somma = Somma + h

End If

Next j

Next i

Media = Somma / Ncelle

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 1).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 2).Value = Media

Sum_media = Sum_media + Media

Next k

Media_tot = Sum_media / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 2).Value = Media_tot

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 1).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 2).Value = "Media"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 2).Value = "Media_tot"

ElseIf s1 <> 0 Then

Sum_media = 0

Sum_media_1 = 0



Sum_media_2 = 0

For k = Mod1 To Nmod

Somma = 0

Somma_1 = 0

Somma_2 = 0

Ncelle = 1E-20

Ncelle_1 = 1E-20

Ncelle_2 = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

h = Sheets(Indice).Cells(i, j)

' Media di tutti i sotto-moduli

If h <> 0 And (Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k) And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle = Ncelle + 1

Somma = Somma + h

End If

' Media dei sotto-moduli 1-16

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_1 = Ncelle_1 + 1

Somma_1 = Somma_1 + h

End If

' Media dei sotto-moduli 17-32

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_2 = Ncelle_2 + 1



Somma_2 = Somma_2 + h

End If

Next j

Next i

Media = Somma / Ncelle

Media_1 = Somma_1 / Ncelle_1

Media_2 = Somma_2 / Ncelle_2

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 1).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 2).Value = Media

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 3).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 4).Value = Media_1

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 5).Value = 16 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 6).Value = Media_2

Sum_media = Sum_media + Media

Sum_media_1 = Sum_media_1 + Media_1

Sum_media_2 = Sum_media_2 + Media_2

Next k

Media_tot = Sum_media / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_1 = Sum_media_1 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_2 = Sum_media_2 / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 2).Value = Media_tot

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 4).Value = Media_tot_1

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 6).Value = Media_tot_2

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 1).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 2).Value = "Media"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 3).Value = "Modulo_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 4).Value = "Media_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 5).Value = "Modulo_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 6).Value = "Media_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 2).Value = "Media_tot"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 4).Value = "Media_tot_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 6).Value = "Media_tot_17-32"



ElseIf s2 <> 0 Then

Sum_media = 0

Sum_media_1 = 0

Sum_media_2 = 0

Sum_media_3 = 0

For k = Mod1 To Nmod

Somma = 0

Somma_1 = 0

Somma_2 = 0

Somma_3 = 0

Ncelle = 1E-20

Ncelle_1 = 1E-20

Ncelle_2 = 1E-20

Ncelle_3 = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

h = Sheets(Indice).Cells(i, j)

' Media di tutti i sotto-moduli

If h <> 0 And (Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 32 + k) And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle = Ncelle + 1

Somma = Somma + h

End If

' Media dei sotto-moduli 1-16

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_1 = Ncelle_1 + 1



Somma_1 = Somma_1 + h

End If

' Media dei sotto-moduli 17-32

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value
<> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_2 = Ncelle_2 + 1

Somma_2 = Somma_2 + h

End If

' Media dei sotto-moduli 33-48

If h <> 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 32 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value
<> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_3 = Ncelle_3 + 1

Somma_3 = Somma_3 + h

End If

Next j

Next i

Media = Somma / Ncelle

Media_1 = Somma_1 / Ncelle_1

Media_2 = Somma_2 / Ncelle_2

Media_3 = Somma_3 / Ncelle_3

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 1).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 2).Value = Media

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 3).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 4).Value = Media_1

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 5).Value = 16 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 6).Value = Media_2

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 7).Value = 32 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 8).Value = Media_3

Sum_media = Sum_media + Media



Sum_media_1 = Sum_media_1 + Media_1

Sum_media_2 = Sum_media_2 + Media_2

Sum_media_3 = Sum_media_3 + Media_3

Next k

Media_tot = Sum_media / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_1 = Sum_media_1 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_2 = Sum_media_2 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_3 = Sum_media_3 / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 2).Value = Media_tot

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 4).Value = Media_tot_1

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 6).Value = Media_tot_2

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 8).Value = Media_tot_3

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 1).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 2).Value = "Media"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 3).Value = "Modulo_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 4).Value = "Media_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 5).Value = "Modulo_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 6).Value = "Media_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 7).Value = "Modulo_33-48"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 8).Value = "Media_33-48"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 2).Value = "Media_tot"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 4).Value = "Media_tot_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 6).Value = "Media_tot_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 8).Value = "Media_tot_33-48"

End If

Sheets(Indice + 2).Name = "Medie_moduli"

' Vengono applicati dei coefficienti correttivi del flusso elettrico erogato,

' uno diverso per ciascun modulo, viene messo 0 nelle altre celle

For k = Mod1 To Nmod

For j = 1 To Column

For i = 1 To Row



$h = \text{Sheets}(\text{Indice}).\text{Cells}(i, j)$

If $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = k$ Or $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = 16 + k$ Or
 $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = 32 + k$ Then

If $s1 = 0$ And $s2 = 0$ And $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Cr_{\text{corr}}(k)$

$\text{Sheets}(\text{Indice} + 3).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = h_{\text{corr}}$

ElseIf $s1 \neq 0$ Then

If $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Cs_{\text{corr}}(k)$

$\text{Sheets}(\text{Indice} + 3).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = h_{\text{corr}}$

ElseIf $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = 16 + k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Cs_{\text{corr}}(k + 16)$

$\text{Sheets}(\text{Indice} + 3).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = h_{\text{corr}}$

End If

ElseIf $s2 \neq 0$ Then

If $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Ct_{\text{corr}}(k)$

$\text{Sheets}(\text{Indice} + 3).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = h_{\text{corr}}$

ElseIf $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = 16 + k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Ct_{\text{corr}}(k + 16)$

$\text{Sheets}(\text{Indice} + 3).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = h_{\text{corr}}$

ElseIf $\text{Sheets}(\text{Indice} + 1).\text{Cells}(i, j).\text{Value} = 32 + k$ Then

$h_{\text{corr}} = h * Ct_{\text{corr}}(k + 32)$



Sheets(Indice + 3).Cells(i, j).Value = hcorr

End If

End If

If Sheets(Indice + 3).Cells(i, j).Value = "" Then

hcorr = 0

Sheets(Indice + 3).Cells(i, j).Value = hcorr

End If

Next i

Next j

Next k

Sheets(Indice + 3).Name = "h_corr"

' Prende i valori di h (corretti) diversi da 0 per ciascun modulo e ne fa la media

If s1 = 0 And s2 = 0 Then

Sum_media_corr = 0

For k = Mod1 To Nmod

Somma_corr = 0

Ncelle_corr = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

hcorr = Sheets(Indice + 3).Cells(i, j)

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <>
num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr = Ncelle_corr + 1



Somma_corr = Somma_corr + hcorr

End If

Next j

Next i

Media_corr = Somma_corr / Ncelle_corr

'Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 1).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 3).Value = Media_corr

Sum_media_corr = Sum_media_corr + Media_corr

Next k

Media_tot_corr = Sum_media_corr / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 3).Value = Media_tot_corr

'Sheets(Indice + 2).Cells(1, 1).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 3).Value = "Media_corr"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 3).Value = "Media_tot_corr"

ElseIf s1 <> 0 Then

Sum_media_corr = 0

Sum_media_corr_1 = 0

Sum_media_corr_2 = 0

For k = Mod1 To Nmod

Somma_corr = 0

Somma_corr_1 = 0

Somma_corr_2 = 0

Ncelle_corr = 1E-20

Ncelle_corr_1 = 1E-20

Ncelle_corr_2 = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column



hcorr = Sheets(Indice + 3).Cells(i, j)

' Media di tutti i sotto-moduli

If hcorr > 0 And (Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value =
16 + k) And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr = Ncelle_corr + 1

Somma_corr = Somma_corr + hcorr

End If

' Media dei sotto-moduli 1-16

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value
<> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr_1 = Ncelle_corr_1 + 1

Somma_corr_1 = Somma_corr_1 + hcorr

End If

' Media dei sotto-moduli 17-32

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i,
j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr_2 = Ncelle_corr_2 + 1

Somma_corr_2 = Somma_corr_2 + hcorr

End If

Next j

Next i

Media_corr = Somma_corr / Ncelle_corr

Media_corr_1 = Somma_corr_1 / Ncelle_corr_1

Media_corr_2 = Somma_corr_2 / Ncelle_corr_2

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 8).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 9).Value = Media_corr

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 10).Value = k



Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 11).Value = Media_corr_1

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 12).Value = 16 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 13).Value = Media_corr_2

Sum_media_corr = Sum_media_corr + Media_corr

Sum_media_corr_1 = Sum_media_corr_1 + Media_corr_1

Sum_media_corr_2 = Sum_media_corr_2 + Media_corr_2

Next k

Media_tot_corr = Sum_media_corr / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_corr_1 = Sum_media_corr_1 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_corr_2 = Sum_media_corr_2 / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 9).Value = Media_tot_corr

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 11).Value = Media_tot_corr_1

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 13).Value = Media_tot_corr_2

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 8).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 9).Value = "Media_corr"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 10).Value = "Modulo_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 11).Value = "Media_corr_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 12).Value = "Modulo_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 13).Value = "Media_corr_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 9).Value = "Media_tot_corr"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 11).Value = "Media_tot_corr_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 13).Value = "Media_tot_corr_17-32"

ElseIf s2 <> 0 Then

Sum_media_corr = 0

Sum_media_corr_1 = 0

Sum_media_corr_2 = 0

Sum_media_corr_3 = 0

For k = Mod1 To Nmod

Somma_corr = 0

Somma_corr_1 = 0

Somma_corr_2 = 0



Somma_corr_3 = 0

Ncelle_corr = 1E-20

Ncelle_corr_1 = 1E-20

Ncelle_corr_2 = 1E-20

Ncelle_corr_3 = 1E-20

For i = 1 To Row

For j = 1 To Column

hcorr = Sheets(Indice + 3).Cells(i, j)

' Media di tutti i sotto-moduli

If hcorr > 0 And (Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k Or Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 32 + k) And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr = Ncelle_corr + 1

Somma_corr = Somma_corr + hcorr

End If

' Media dei sotto-moduli 1-16

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr_1 = Ncelle_corr_1 + 1

Somma_corr_1 = Somma_corr_1 + hcorr

End If

' Media dei sotto-moduli 17-32

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 16 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr_2 = Ncelle_corr_2 + 1

Somma_corr_2 = Somma_corr_2 + hcorr

End If



' Media dei sotto-moduli 33-48

If hcorr > 0 And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value = 32 + k And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> num And Sheets(Indice + 1).Cells(i, j).Value <> 0 Then

Ncelle_corr_3 = Ncelle_corr_3 + 1

Somma_corr_3 = Somma_corr_3 + hcorr

End If

Next j

Next i

Media_corr = Somma_corr / Ncelle_corr

Media_corr_1 = Somma_corr_1 / Ncelle_corr_1

Media_corr_2 = Somma_corr_2 / Ncelle_corr_2

Media_corr_3 = Somma_corr_3 / Ncelle_corr_3

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 10).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 11).Value = Media_corr

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 12).Value = k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 13).Value = Media_corr_1

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 14).Value = 16 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 15).Value = Media_corr_2

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 16).Value = 32 + k

Sheets(Indice + 2).Cells(k + 1, 17).Value = Media_corr_3

Sum_media_corr = Sum_media_corr + Media_corr

Sum_media_corr_1 = Sum_media_corr_1 + Media_corr_1

Sum_media_corr_2 = Sum_media_corr_2 + Media_corr_2

Sum_media_corr_3 = Sum_media_corr_3 + Media_corr_3

Next k

Media_tot_corr = Sum_media_corr / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_corr_1 = Sum_media_corr_1 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_corr_2 = Sum_media_corr_2 / (Nmod - Mod1 + 1)

Media_tot_corr_3 = Sum_media_corr_3 / (Nmod - Mod1 + 1)

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 11).Value = Media_tot_corr

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 13).Value = Media_tot_corr_1

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 15).Value = Media_tot_corr_2



Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 3, 17).Value = Media_tot_corr_3

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 10).Value = "Modulo"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 11).Value = "Media_corr"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 12).Value = "Modulo_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 13).Value = "Media_corr_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 14).Value = "Modulo_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 15).Value = "Media_corr_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 16).Value = "Modulo_33-48"

Sheets(Indice + 2).Cells(1, 17).Value = "Media_corr_33-48"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 11).Value = "Media_tot_corr"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 13).Value = "Media_tot_corr_1-16"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 15).Value = "Media_tot_corr_17-32"

Sheets(Indice + 2).Cells(Nmod + 2, 17).Value = "Media_tot_corr_33-48"

End If

End Sub